

საქართველოს განათლებისა და მეცნიერების სამინისტრო
აკაკი წერეთლის სახელმწიფო უნივერსიტეტი

ხელნაწერის უფლებით

მერაბ ბარაბაძე

**სატრანსპორტო ენერგეტიკული დანადგარების ვიბროაკუსტიკური
პარამეტრების გაუმჯობესება გარემოზე ხმაურის ზემოქმედების
შემცირების თვალსაზრისით**

ტრანსპორტის დარგში ინჟინერიის დოქტორის (0407) აკადემიური ხარისხის
მოსაპოვებლად წარმოდგენილი

დისერტაცია

სამეცნიერო ხელმძღვანელი:
პროფესორი თეიმურაზ კოჩაძე

სამეცნიერო თანახელმძღვანელი:
ასოც. პროფესორი რომანოზ თოფურია

ქუთაისი 2017

ს ა რ ჩ ე ვ ი		გვ.
შესავალი -----		4
თავი 1. სატრანსპორტო საშუალების ხმაურის წარმოშობის პირველადი წყაროების ანალიზი -----		6
1.1. ტრანსპორტის ხმაურით გამოწვეული ეკოლოგიური პრობლემები -----		6
1.2. სატრანსპორტო ხმაურის ნორმირება -----		9
1.3. სატრანსპორტო საშუალებიდან გარემოზე ხმაურის გადაცემის მექანიზმი -----		11
1.4. სატრანსპორტო შიგაწვის ძრავებში ხმაურის და ვიბრაციების წარმოშობის საფუძვლები -----		13
1.5. ძრავის გამომშვები სისტემის ხმაური -----		16
1.6. ტრანსმისიის ხმაური -----		20
1.7. საბურავების ხმაური -----		22
1.8. აეროდინამიკური ხმაური -----		26
1.9. სატრანსპორტო საშუალების გარე ხმაურის ჯამური შეფასება -----		27
1.10. პირველი თავის დასკვნები -----		28
თავი 2. შიგაწვის ძრავის დინამიკური შეწონასწორების საანგარიშო მოდელები ვიბროკარამეტრების მიხედვით -----		30
2.1. სატრანსპორტო ძრავების მუშაობის პროცესში წარმოქმნილი ძალების და რხევების ურთიერთდამოკიდებულების თეორიული ანალიზი -----		30
2.2. შიგაწვის ძრავის კინემატიკური და დინამიკური მოდელების ძირითადი დაშვებები -----		31
2.2.1. მრუდხარა-ბარბაცა მექანიზმის კინემატიკა -----		32
2.2.2. მრუდხარა-ბარბაცა მექანიზმის დინამიკა -----		38
2.2.3. მბრუნავი მასებისაგან გამოწვეული დისბალანსის და ინერციის ძალების გამოთვლა ერთრიგა განლაგების შიგაწვის ძრავის მრუდხარა-ბარბაცა მექანიზმში -----		43
2.3. ოთხტაქტიანი კარბურატორიანი ერთრიგა შიგაწვის ძრავის დინამიკური მოდელი -----		46
2.3.1. სატრანსპორტო საშუალების ძალურ აგრეგატზე მოქმედი ძრავის მბრუნავი მასების დისბალანსით გამოწვეული ძალების ანალიზი -----		48
2.4. შიგაწვის ძრავების დრეკად-მადემპფირებელი საყრდენის ეფექტურობის შეფასების მეთოდი -----		57

თავი 3. დრეკად დაყრდენებზე განლაგებული სატრანსპორტო ოთხცილინდრიანი შიგაწვის ძრავის რხევითი პროცესი ----	69
3.1. შიგაწვის ძრავისაგან გამოწვეული ხმაურის და ვიბრაციის შემცირების საანგარიშო მეთოდები -----	69
3.2. საყრდენებზე განთავსებული ძრავის რხევებზე მოქმედი ფაქტორები ---	78
3.3. დრეკად საყრდენებზე განთავსებული შიგაწვის ძრავების რხევების აღმწერი მათემატიკური მოდელების ანალიზი -----	85
3.4. საანგარიშო მოდელის და გათვლის მეთოდის შერჩევის წინაპირობები--	88
3.5. სატრანსპორტო შიგაწვის ძრავის დრეკად საყრდენებზე რხევის დინამიკის ძირითადი განტოლებები -----	94
3.6. შიგაწვის ძრავის საყრდენებზე რხევითი პროცესის გათვლების რეალიზაცია -----	99
თავი 4. მსუბუქი ავტომობილის გარე ხმაურის ექსპერიმენტული გამოკვლევა -----	102
4.1. კვლევის ობიექტის დახასიათება -----	102
4.2. ხმაურის კვლევის მეთოდები -----	105
4.2.1. ხმაურის დონის გამზომი ხელსაწყოები და აპარატურა -----	107
4.2.2. გაზომვების ცდომილების წინასწარი შეფასება -----	111
4.2.3. ექსპერიმენტის ჩატარების პირობები -----	114
4.3. ექსპერიმენტალური კვლევების შედეგები -----	117
4.3.1. ხმაურის ველი -----	122
4.3.2. მიმართულების მაჩვენებელი -----	124
4.3.3. სპექტრალური ანალიზი -----	127
4.3.4. გაზომვების სტატისტიკური ცდომილება -----	128
4.4. ავტომობილ ოპელ-ვექტრას გარე ხმაურის შეფასება -----	130
4.5. შედეგების ანალიზი -----	133
4.6. მეოთხე თავის დასკვნები -----	140
საერთო დასკვნები და რეკომენდაციები -----	142
გამოყენებული ლიტერატურა -----	145

შესავალი

კაცობრიობის ტექნიკურ პროგრესს უშუალოდ თან სდევს გარემომცველ სამყაროში ხმაურის დონის ზრდა, რაც იწვევს ადამიანების შრომის ნაყოფიერების დაქვეითებას, სამუშაო პროცესის ეფექტურობის შემცირებას და სხვადასხვა სახის დაავადებებს.

ხმაურის საერთო დონე განისაზღვრება როგორც გაზრდილი ხმაურის წყაროების რიცხვით, ასევე თითოეული ინდივიდუალური წყაროს ხმაურით. დიდ ქალაქებში ხმაურთან ბრძოლის ერთ-ერთ ძირითად გზას სატრანსპორტო საშუალებების მიერ წარმოქმნილი ხმაურის დონის შემცირება წარმოადგენს.

საქალაქო ტრანსპორტისაგან გამოწვეული ხმაური საშუალოდ შეადგენს 70 – 90 დეციბელ A - ს. თანამედროვე ქალაქებში ხმაურის ზენორმატიული დონეებით გამორჩეული ტერიტორიები შეადგენს საერთო ტერიტორიის 30-50 %. ეს ეხება საქართველოს ქალაქებსაც, სადაც ბოლო წლებში შეინიშნება ავტომობილების რაოდენობის პროგრესული ზრდა, რასაც ბუნებრივია მოჰყვება დიდი ქალაქების ქუჩებში ხმაურის დონის გაზრდა. მაგალითად თბილისის და სხვა დიდი ქალაქების ტრანსპორტით გადატვირთულ ქუჩებში ზოგჯერ ხმაურის დონე აღწევს 90 დბ(A)-ს, რაც მნიშვნელოვნად აჭარბებს დასაშვებ დონეს.

ხმაური ადამიანის ცხოვრებისა და საქმიანობის ბალანსის ხელშემშლელი ერთ-ერთი ფიზიკური ფაქტორია, რომელსაც ფიზიოლოგიური და ფსიქოლოგიური პრობლემების გამოწვევა შეუძლია. ხმაურის შედეგად ჩნდება კუჭის, გულ-სისხლძარღვთა და ნერვული დაავადებები. ამიტომაცაა, რომ განვითარებული ქვეყნების დიდ ქალაქებში ხმაურის დონეს ლამის ისევე აკონტროლებენ, როგორც გადასახადის გადამხდელებს.

ხმაური არა მხოლოდ თბილისის, არამედ ყველა დიდი ქალაქის პრობლემაა. თუმცა, საქართველოში ამის მოსაგვარებლად არ არსებობს კანონმდებლობა და საკანონმდებლო აქტები. 2006 წელს შემუშავდა კანონპროექტი ხმაურისა და ელექტროგამოსხივების შესახებ, თუმცა ის პარლამენტმა არ მიიღო. ამ ეტაპზე მიმდინარეობს ამ საკითხების შემცველი კანონპროექტის განხილვა.

პრობლემა ძირითადად სატრანსპორტო ხმაურია - საავტომობილო, სარკინიგზო და საავიაციო. ახლახან სპეციალისტებმა დაადგინეს ჩვენს ქალაქებში ხმაურის დასაშვები ნორმები. ნორმა დღისით 55 დეციბელია, ღამით კი - 45. თბილისში არსებული

ხმაური კი ნორმას რამდენჯერმე აჭარბებს. საავტომობილო ხმაური 20 დეციბელით აჭარბებს ნორმას, სარკინიგზო 15-ით, საავიაციო კი 10 დეციბელით. გარდა ამისა, ხშირი გახდა მაყუჩებგადაკეთებული ავტომობილებით და მოტოციკლებით მოძრაობა. თბილისში ყველაზე მეტი ხმაური ვარაზისხევშია - 78 დეციბელი, დანარჩენ ქუჩებში კი - 74-76. ხმაური ნებისმიერ დიდ ქალაქშია, თუმცა ევროპაში ეს სამსახური კარგად მუშაობს, აქვთ მკაცრი კანონები, ავტომობილი თუ ხმაურით გაივლის, აჯარიმებენ, რკინიგზა სპეციალურ ხმაურჩამხშობ ეკრანებშია ჩასმული. მიზანშეწონილად მივიჩნევთ ასეთი პრაქტიკა ჩვენს ქვეყანაში სასწავლო დაწესებულებებთან და ჯანდაცვის ობიექტებთან მაინც დავნერგოთ.

საქართველოში სატრანსპორტო ხმაურის პრობლემას ისიც ამწვავებს, რომ ქვეყანაში არ ტარდება ავტომობილების ტექნიკური დათვალიერება მისი ტექნიკური მახასიათებლების საერთაშორისო სტანდარტებთან, მათ შორის ხმაურის დონის, შესაბამისობის შესახებ. ქვეყანაში შემოყვანილ ავტომობილების უდიდესი ნაწილი მეორადი მოხმარებისაა, მათ არ აქვთ საპასპორტო მონაცემები ხმაურის დონის შესახებ და მათი ხმაურის მახასიათებლები შესაძლებელია არ შეესაბამებოდეს დასაშვებ დონეებს.

თავი 1. სატრანსპორტო საშუალების ხმაურის წარმოშობის პირველადი წყაროების ანალიზი

1.1. ტრანსპორტის ხმაურით გამოწვეული ეკოლოგიური პრობლემები

თანამედროვე ქალაქის ეკოლოგიურ მდგომარეობის განმსაზღვრელ მნიშვნელოვან ფაქტორს ქუჩებში ხმაური წარმოადგენს. ხმაურის დონე კი განისაზღვრება როგორც გაზრდილი ხმაურის წყაროების რაოდენობით, ასევე თითოეული ხმაურის ინდივიდუალური წყაროს ბგერითი გამოსხივებით. ინტენსიურ ტექნიკურ პროგრესს თან სდევს ხელოვნური ხმაურის ზრდა, რომელიც მავნებელია ადამიანის ჯანმრთელობისათვის, ხოლო მაღალი დონის ხმაური - სახიფათოცაა. ქალაქში ხმაურის წარმოშობის ძირითადი წყარო ტრანსპორტია. ექვივალენტური, ანუ საერთო ხმაურის დონე მთელ რიგ საწარმოებში აღწევს 60 – 70 დბ A-მდე. საქალაქო ტრანსპორტის ხმაური კი შეადგენს 70 – 90 დბ A - ს ენერგიის მაქსიმუმის 400 – 800 ჰერცის სიხშირეზე. დიდ ქალაქებში ტერიტორიები ხმაურის ზენორმატიული დონეებით საშუალოდ შეადგენს მთელი ტერიტორიის 30 – 50%, სადაც ცხოვრობს მოსახლეობის თითქმის მესამედი [49]. ნაშრომში [38] მოყვანილია 30 - ზე მეტი დიდი ქალაქისათვის ხმაურის რუქის ანალიზის შედეგები, საიდანაც ნათლად ჩანს, რომ მცხოვრებთა დაახლოებით 20 – 60 %, ცხოვრობს აკუსტიკური დისკომფორტის ზონაში, რაც სატრანსპორტო სისტემების გაუმართავი მუშაობითაა გამოწვეული, საჭირო ტრანსპორტის ჩათვლით.

ცხრილში 1.1 მოცემულია ხმაურის დონეების გავლენა ადამიანის ორგანიზმზე და გარემოში ხმაურის წარმოშობის სავარაუდო წყაროები.

ცხრილი 1.1

გარემოში ხმაურის დონეების გავლენა ადამიანის ორგანიზმზე

ხმაურის დონე დბ(A)	დახასიათება (ადამიანზე ზემოქმედება)	ხმაურის შესაძლო წყარო
0 - 5	არაფერი ისმის	
5 - 10	თითქმის არ ისმის	ფოთლების ჩუმი შრიალი, ჩურჩული
10 -20	ძლივს ისმის	გაშლილ ადგილზე, უქარო ამინდში ბუნებრივი ფონი
30 -35	კარგად ისმის	ჩუმი საუბარი
75 - 80	ხმაური	ყვირილი, ხმაური რკინიგზის ვაგონში, მოტოციკლი მაყუჩით, სატვირთო ავტომობილის ძრავის მუშაობა,
80 - 95	ძლიერი ხმაური	ხმამალა ყვირილი, პნევმატური ჩაქუჩი, რკინიგზის სატვირთო ვაგონი 7 მეტრში, მეტროს ვაგონი 7 მეტრში ან ვაგონის შიგნით

100 - 115	განსაკუთრებით ძლიერი ხმაური	სამჭედლო საამქრო, ვერტმფრენი, ტრაქტორის მუშაობა 1 მეტრის დაშორებით,
120	გაუსადღისი ხმაური	სანგრევი ჩაქუჩი, ვუვუხელა
130	ტკივილის ზღურბლი	თვითმფრინავი აფრენისას, სირენა
140	შიდა ყურის ტრავმა	რეაქტიული თვითმფრინავის აფრენა 25 მეტრის დაშორებით, როკ-კონცერტზე მაქსიმალური ხმა
150-155	კონტუზია, ტრავმები	კოსმოსური ხომალდის გაფრენა 100 მეტრის დაშორებით, რეაქტიული ძრავი 30 მეტრის დაშორებით
160 - 170	შოკი, ტრამვები, შესაძლებელია ყურის დაფის აპკის გაგლეჯვა	ყურთან ახლოს ზარბაზნიდან გასროლა, ზებგერითი თვითმფრინავის დამრტყმელი ტალღა
170-180	ფილტვების გაგლეჯვა, შესაძლოა სიკვდილი	საჰაერო დარტყმითი ტალღა 0,02 მპა წნევით, ასეთი წნევით დიდი დროით ხმა იწვევს სიკვდილს
200 -ზე მეტი	სიკვდილი	საჰაერო დარტყმით ტალღა 0,2 მპა და მეტი წნევით

ხმაურის დონის მატების ძირითად მიზეზს ქალაქში ტრანსპორტის მოძრაობის ინტენსივობის მუდმივი ზრდა წარმოადგენს. ზოგიერთი გამოკვლევების მიხედვით [20] ხმაურის დონე დიდ ქალაქებში ყოველწლიურად იზრდება დაახლოებით 1 დეციბელით და ბოლო 10 წელიწადში მოიმატა 10 – 12 დეციბელით. ავტორი აღნიშნავს, რომ მიწისზედა საავტომობილო და რელსებიანი ტრანსპორტი წარმოშობს ადამიანების საცხოვრისში შეღწეული ხმაურის 60 – 80 %.

დღეისათვის ავტომობილი გვევლინება ანთროპოგენურ ფაქტორად ბუნებაში. მოქმედი ნორმების მიხედვით ავტომობილის გარე ხმაურის დასაშვები ნორმა შეადგენს 74 - 85 დბ(A) - ს, მაგისტრალურ გზებზე კი 90 დბ(A) - ს. ადამიანის ნორმალური ცხოველმყოფელობისათვის საჭირო ჰიგიენური ხმაურის დონე არის 40 დბ [29, 41, 49], ხოლო მისი გადაჭარბებას ადამიანი შეჰყავს ნევროზულ და აგრესიულ ბდგომარეობაში. ავტომობილის მოძრაობის დროს ადამიანზე აგრეთვე მოქმედებს სხვა საშიში და მავნე ფაქტორებიც.

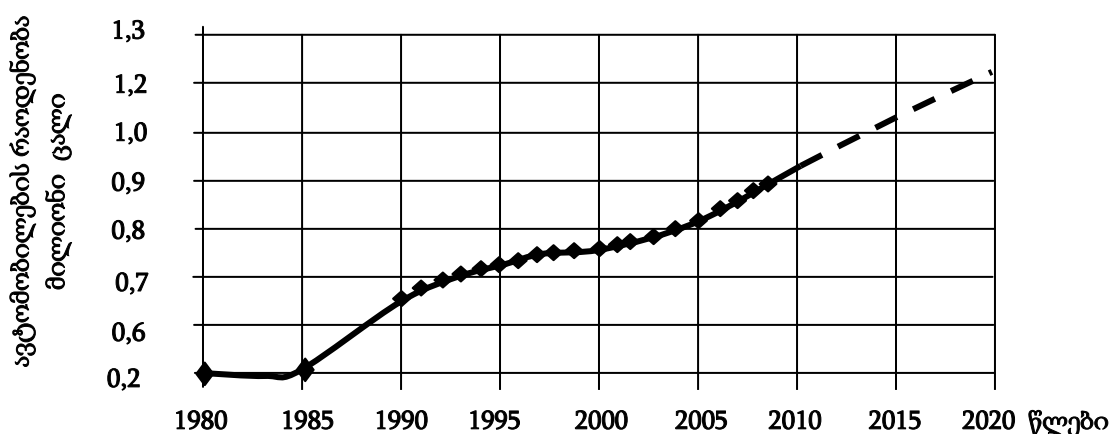
გარემო სივრცეში ხმაურის შემცირებას შესაძლოა მივაღწიოთ, პირველ რიგში, საქალაქო ტრანსპორტის ხმაურის დონის შემცირებით. თუმცა, ძრავების სიმძლავრის, მოძრაობის სიჩქარის და საავტომობილო პარკის ზრდის პირობებში (ნახ 1.1.) [9, 10, 13, 22, 23, 24, 28, 31, 48, 50] სატრანსპორტო საშუალებების წყაროების მიერ გამოცემული ხმაურის შემცირების ღონისძიებების გატარების პარალელურად საჭირო ხდება ამ წყაროების მიერ წარმოშობილი ხმაურის გარემოში გავრცელების შემზღუდავი ღონისძიებების გატარება. ყოველივე ზემოთ თქმული ეხება საქართველოს დიდ

ქალაქებსაც, მათში განსაკუთრებით პირადი სარგებლობის და სადისტრიბუციო ტრანსპორტის რაოდენობის განუხრელი ზრდის გამო (ნახ.1.2) რის შედეგადაც ხმაურის

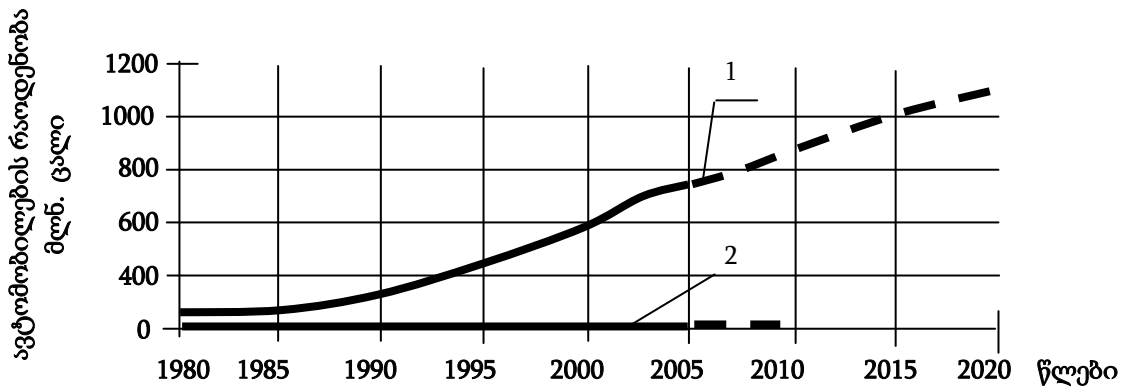
დონე დიდი ქალაქების ქუჩებში განაგრძობს შემდგომ ზრდას. მაგალითად, ჩვენს მიერ ჩატარდა ხმაურის დონის გაზომვა ქალაქ ქუთაისის ინტენსიური მოძრაობის უბნებზე პიკის საათებში (ნიკეას და ჭავჭავაძის ქუჩების გადაკვეთა; ჭავჭავაძის ქუჩაზე სავაჭრო ცენტრების მიმდებარე ტერიტორიები), სადაც დაფიქსირდა 89 - 92 დბ(A), რაც მნიშვნელოვნად აჭარბებს დასაშვებ დონეს (65 დბA). ამ პრობლემის გადაწყვეტა უნდა წარიმართოს ორი მიმართულებით:

პირველი - საერთო ქალაქმშენებლობის გენერალური დაგეგმარების და მიკრორაიონების განაშენიანების ღონისძიებების ამ ჭრილში განხილვით;

მეორე - სატრანსპორტო საშუალებებში ხმაურწარმოქმნის წყაროებში ბგერითი გამოსხივების ინტენსივობის შემცირებით და მათი საიმედო იზოლირებით ხმაურჩამხშობი და ბგერაგაუმტარი მოწყობილობებით. ამავე მიმართულებას შეიძლება მივაკუთვნოთ ქუჩებში სატრანსპორტო ნაკადების რაციონალური რეგულირება.



ნახ. 1.2. საავტომობილო პარკის ზრდა საქართველოში



ნახ. 1.1. მსოფლიოს საავტომობილო პარკის ზრდა წლების მიხედვით.

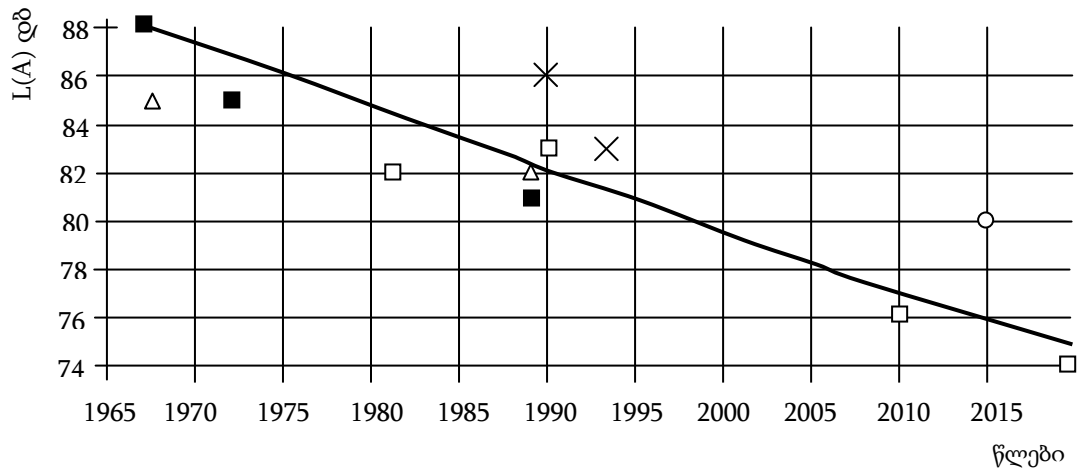
1 - მსოფლიოს საავტომობილო პარკი; 2 - საქართველოს საავტომობილო პარკი

1.2. სატრანსპორტო ხმაურის ნორმირება

საგზაო მოძრაობის მზარდი ინტენსივობა, გახშირებული გაქანება და დამუხრუჭება დაბალ სიჩქარეებზე, ავტომობილების რაოდენობის ზრდა იწვევს ერთის მხრივ მათ მიერ წარმოქმნილი ხმაურის ინტენსივობის ზრდას, ხოლო მეორეს მხრივ აუცილებლად აყენებს ხმაურის დასაშვები დონის გამკაცრების მოთხოვნებს. ავტომობილების ხმაურის დასაშვები ნორმები დასავლეთ ევროპის და ამერიკის ქვეყნებში მუდმივად მკაცრდება დაახლოებით 3 დბ - ით ყოველ 10 წელიწადში [2, 6, 7, 12, 34, 41, 45 და სხვა]. ეს კარგად ჩანს ნახ.1.3 - დან, სადაც მოყვანილია სხვადასხვა წყაროებიდან აღებული ხმაურის დასაშვები დონის მაჩვენებლები მსუბუქი ავტომობილებისათვის ბოლო ათწლეულების განმავლობაში.

ევროპის ქვეყნებში გაერო-ს ეკ-ის № 51 სტანდარტის გარდა მოქმედებს ძრავის გამომშვები სისტემისთვის № 59 და ხმოვანი სიგნალებისათვის №28 სტანდარტები, რომლებიც შემოდებულია გარემოში ხმაურის შემცირების მიზნით [45].

რუსეთში 1989 წლიდან მოქმედებს ნორმები, რომლებიც სრულ თანხვედრაში არიან გაერო-ს ეკ-ის № 51 წესებთან ცხრილი 1.2. [12, 21, 42, 47, 52, 64].



ნახ.1.3. მსუბუქი ავტომობილების ხმაურის დასაშვები დონეები სხვადასხვა ქვეყნებში დროის მიხედვით

- - გერმანია, △ - შვეიცარია, X-აშშ,
- - გაერო-ს ეეკ, ○ - რუსეთი

საერთაშორისო გამოცემებში „Noise pollution: Standards and control“ [38, 54 და სხვა.] მოყვანილია სხვადასხვა ქვეყნებში მოქმედი დასაშვები ხმაურის დონის შედარებითი ანალიზი. მსოფლიოს სხვადასხვა ქვეყნების ქალაქების ქუჩებში გარემოს ხმაურის დასაშვები ნორმები შემდეგია (დბA): დანია 45 – 55; რუსეთი - 55; გერმანია - 50; ავსტრია - 45; შვეიცარია - 60; ინდოეთი - 55; ჩინეთი - 40; იორდანია - 60; საქართველო - 55 [65].

ცხრილი1.2.

გარე ხმაურის დასაშვები დონეები (დბA)

ავტომობილი	გაერო-ს ეეკ-ის წესი		გაერო-ს ეეკ-ის № 51წესის 01 შეს-წორება 1988-89 წწ.	ხმაურის ნორმები		
				01.01.1987 წ-მდე	01.01.2000 წ-დან	01.01.2007 წ-დან
მსუბუქი	82	80	77	82	80	77
სატვიტო 3500 კგ-მდე	84	81	79	84	81	79
3500 კგ-ზე ზევით	89	86	83	89	86	83

შემდგომი გამკაცრების შედეგად დადგენილი ნორმები მოცემულია ცხრილში 1.3.

ცხრილი 1.3.

გარე ხმაურის დასაშვები დონეები (დბA) მოთხოვნების გამკაცრების შემდეგ

სატრანსპორტო საშუალების კატეგორია	ხმაურის დასაშვები დონეები, დბ, (რეგლამენტირებული)			
	R51.01	R51.02	ГОСТ 27436	ГОСТ 27436-2000
მსუბუქი ავტომობილები	77	74	82	80
ავტობუსები 5 ტ-მდე	79	77	84	81
ავტობუსები 5 ტ-ზე მეტი	83	80	91	85

განვითარებადი ქვეყნები, მათ შორის საქართველო, ხმაურთან ბრძოლაში განიცდიან ფინანსურ სიმძნელებს, შესაბამის სტრუქტურებს არ აქვთ ხმაურის დონის გასაზომი და გასაანალიზებელი თანამედროვე აპარატურა, ამ დარგში შეინიშნება მაღალკვალიფიცირებული სპეციალისტების სიმწირე და სხვა.

1.3. სატრანსპორტო საშუალებიდან გარემოზე ხმაურის გადაცემის მექანიზმი

თანამედროვე მიწისზედა სატრანსპორტო საშუალებას, როგორც წესი, არ გააჩნია მაღალი ხმაურით მომუშავე ისეთი კვანძი ან აგრეგატი, რომ მისი ხმაურის ჩახშობამ მკვეთრად შეამციროს გარემოზე გადაცემული ხმაურის დონე. იმისათვის, რომ გადაიჭრას გარემოს ხმაურის მოთხოვნილ ზღვრულ დონემდე დაყვანის პრობლემა, საჭირო ხდება რამოდენიმე წყაროს ხმაურის დონის შემცირება.

ავტომობილის მიერ გარემოზე გადაცემული სრული ბგერითი სიმძლავრე განისაზღვრება ვ.ნ. ლუკანინის [34] ფორმულის მიხედვით:

$$W = W_{\text{მრ}} + W_{\text{შემ}} + W_{\text{საბ}} + W_{\text{ტრ}} + W_{\text{აერ}} + W_{\text{კორპ}} + W_{\text{გამ}}, \quad (1.1)$$

სადც W - ავტომობილის სრული ბგერითი სიმძლავრეა;

$W_{\text{ძრ}}$ - ძრავის და მისი აგრეგატების (შემშვები და გამომშვები სისტემების გარდა) მიერ გამოსხივებული ბგერითი სიმძლავრეა;

$W_{\text{შემ}}$ და $W_{\text{გამ}}$ - შემშვები და გამომშვები სისტემების მიერ გამოსხივებული ბგერითი სიმძლავრეა;

$W_{\text{საბ}}$ - საბურავებით გენერირებული ბგერითი სიმძლავრეა;

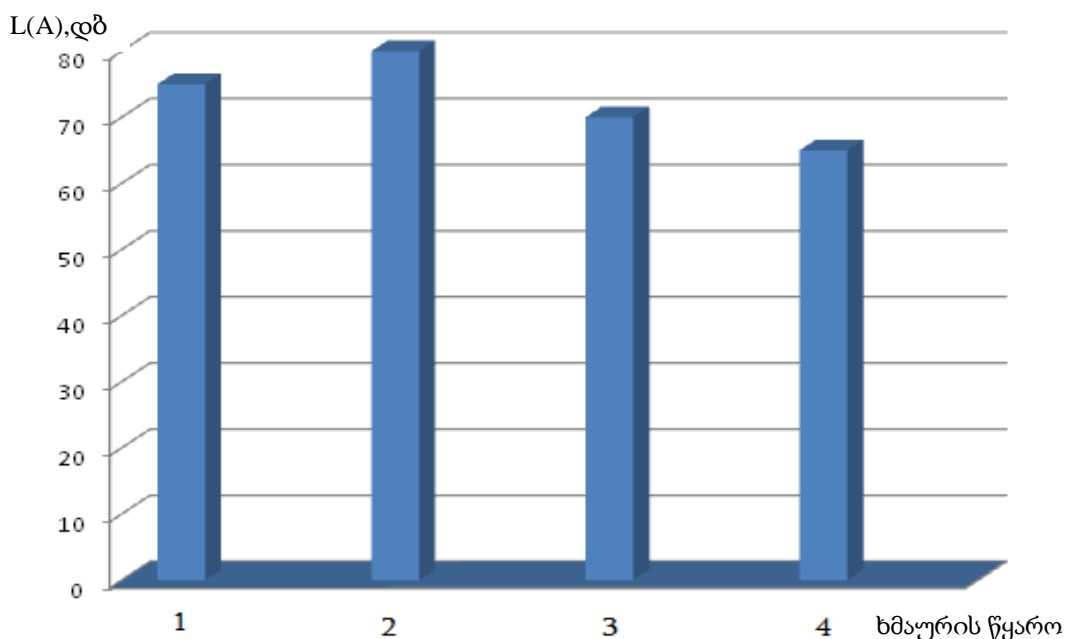
$W_{\text{ტრ}}$ - ტრანსმისიის მიერ გამოსხივებული ბგერითი სიმძლავრეა;

$W_{\text{აერ}}$ - აეროდინამიკური ხმაურის ბგერითი სიმძლავრეა;

$W_{\text{კორპ}}$ - კორპუსის ხმაურის ბგერითი სიმძლავრეა.

ლიტერატურული წყაროს [7] მიხედვით სერიული მსუბუქი ავტომობილის ხმაურის წყაროების ბალანსი შეიძლება წარმოვიდგინოთ შემდეგი სახით (ნახ.1.4).

ავტომობილის ხმაურის ოთხი მდგენელიდან სამი განეკუთვნება ძრავს, მხოლოდ ერთი - თვით ავტომობილს. მაგრამ უნდა აღინიშნოს, რომ ამ პარამეტრის გამოყენება აკუსტიკური გათვლებისათვის რთულია. ამოცანა მარტივდება თუ შედარება მოხდება აკუსტიკური სიმძლავრის ეწრთეულებში. აკუსტიკური გაზომვების შედეგების მიხედვით შესაძლებელია მხოლოდ მკაცრი აკუსტიკური ბალანსის შედგენა. თუმცა ასეთი მონაცემები საკმაოდ მცირეა.



ნახ.1.4. მსუბუქი ავტომობილის ხაურის წყაროების ბალანსი

1 - შემშვები სისტემა; 2 - ძრავი; 3 - გამომშვები სისტემა; 4 - მოძრაობა გორვით.

ავტომობილის ხმაურის დონე (L) გაზომვის იმ წერტილებში, რომლებიც მოცემულია ნორმატიულ დოკუმენტებში (გაერო-ს ეეკ-ის წესი №9) განისაზღვრება ცალკეული წყაროების ბგერითი სიმძლავრით, მათი მიმართულებით, გზიდან არეკლის ხარისხით და სხვა ფაქტორებით. თუ ზოგიერთი კოეფიციენტი $K'_1, K'_2 \dots K'_7$ ითვალისწინებს ამ გარემოებებს, მაშინ საერთო შეთხვევისთვის შეიძლება დავწეროთ [7]:

$$L_p = 10 \lg(K_1 W_{ძრ} + K_2 W_{გეგ} + K_3 W_{გამ} + K_4 W_{საბ} + K_5 W_{ტრ} + K_6 W_{აერ} + K_7 W_{კორპ}), \quad (1.2)$$

სადაც
$$K_j = 2 \cdot \frac{r_0^2}{r_1^2} \cdot K'_j \quad (1.3)$$

$r_0 = 0,28 \text{ მ} - 1 \text{ მ}^2$ ზედაპირის მქონე სფეროს რადიუსია;

r_1 - მანძილია ავტომობილის პირობითი ცენტრიდან გაზომვის წერტილამდე; მეორე თანამამრავლი ითვალისწინებს გამოსხივებას ნახევარსფეროში. მე -2 გამოსახულებაში ბგერითი სიმძლავრე (W_j) შეიძლება შეფასდეს გამოსაკვლევი წყაროს აკუსტიკური კოეფიციენტით (η_j) და მექანიკური სიმძლავრით:

$$W_j = \eta_j \cdot W_0 \quad (1.4)$$

ასეთი წარმოდგენა ხელსაყრელია, რადგანაც ხმაურის ბევრი წყაროსათვის შენარჩუნებულია მსგავსების კანონები ერთი რომელიმე ავტომობილის გამოკვლევისას და ისინი შეიძლება გამოყენებული იქნეს მოცემული კლასის სხვა ავტომობილების ხმაურის დონის შესაფასებლად.

1.4. სატრანსპორტო შიგაწვის ძრავებში ხმაურის და ვიბრაციების წარმოშობის საფუძვლები

ავტომობილის როგორც შიგა, ასევე გარე ხმაურის წარმოქმნის ძირითად წყაროს შიგაწვის ძრავი (როგორც რხევითი ობიექტი) წარმოადგენს. თავის მხრივ ძრავის

სტრუქტურულ ხმაურში შეიძლება გამოიყოს წვის პროცესით და დეტალების მექანიკური ურთიერთქმედებებით გამოწვეული ხმაურის კომპონენტები. ამასთან, წვის პროცესით წარმოქმნილი ხმაური დიზელის ძრავებში უფრო მეტია, კარბურატორიან ძრავებთან შედარებით და მათი გამოვლენა უფრო შეინიშნება მუხლა ლილვის დაბალ ბრუნთა სიხშირეზე. ბრუნთა სიხშირის გაზრდით წინა პლანზე გამოდის მექანიკური ხმაური, რომელიც გამოწვეულია ძრავის დეტალების ურთიერთდარტყმებით, უმთავრესად კი ცილინდრებში დგუშების გადაადგილებით.

თერმორეგულირებადი დგუშების გამოყენების და ცილინდრებთან მათი ღრეჩოს 0,03 მმ - მდე შემცირების შემთხვევაში ბგერის დონე მცირდება 1 -2 დბ A - თი. აგრეთვე ცნობილია დგუშის კონსტრუქციები, რომლებსაც ქვედა ბოლოზე ჩაწნეხილი აქვთ ტეფლონური მასალა, რაც ასევე ამცირებს ცილინდრებში დგუშების გადაადგილებით გამოწვეული ხმაურის დონეს 1 -2 დბ A - თი. გარემოზე უშუალოდ გავრცელებული ძრავის ხმაურის საანგარიშოდ შეიძლება გამოვიყენოთ ფორმულა [45]:

$$L_{\text{ძრ}} = L_{W_{\text{ძრ}}} - x - 13,5 \quad (1.5)$$

სადაც $L_{W_{\text{ძრ}}}$ - ძრავის ბგერითი სიმძლავრის სპექტრია, დბ (აიღება ტექნიკური პასპორტის მიხედვით);

x - რიცხვითი დანამატია, რომელიც როდესაც $\Omega = \pi$ ტოლია 5 დეციბელის; თუ $\Omega = 2\pi - 8$ დეციბელის; თუ $\Omega = 4\pi - 11$ დეციბელის (Ω წყაროების გამოსხივების სივრცითი კუთხეა, ღია სივრცეში გამოსხივების შემთხვევაში ის უტოლდება 4π , ნახევარსივრცეში - 2π , ხოლო ორწიბოიან კუთხეში გამოსხივებისას - π).

იმის გამო, რომ შიგაწვის ძრავი წარმოადგენს ავტომობილის გარე ხმაურის ძირითად წყაროს, ზოგადად სტრუქტურული ხმაურის და ძრავის ზედაპირიდან მისი გამოსხივების შემცირება წარმოადგენს უმნიშვნელოვანეს ფაქტორს ძრავის ჯამური ხმაურის, და შესაბამისად, ავტომობილის გარე ხმაურის შესამცირებლად.

სტრუქტურაში რხევების გავრცელების ერთ - ერთი მეთოდი მოყვანილია სამუშაოში [4]. თუ სტრუქტურის რომელიმე წერტილში ცვლადი ძალა $F(t)$ იწვევს დრეკად რხევებს, რომლის სიჩქარეა $V_1 = \dot{w}_1$, ხოლო ამ სტრუქტურის ზედაპირის წერტილში დრეკადი დეფორმაციის საფუძვერლზე აღიძვრება სიხშირე, რომლის სიჩქარე იქნება $V_2 = \dot{w}_2$, შესაბამისი ბგერითი დაწნევა შეიძლება გამოისახოს ასე:

$$P = \frac{F(t)}{Z_{\text{მექ}} \cdot V_1} \cdot V_2 \cdot K \cdot S, \quad (1.6)$$

სადაც F - წერტილის გადაადგილების მიმდინარე მნიშვნელობებია;

$Z_{\text{მექ}}$ - მექანიკური იმპედანსია;

(იმპედანსი – (ინგლ. Impedance, ლათ. – დან Impedire წინააღმდეგობის გაწევა) ფიზიკური სიდიდე, რომელიც ახასიათებს სხვადასხვა წარმოშობის რხევების დროს გარემოს წინააღმდეგობას.)

K - გამოსხივების კოეფიციენტი;

S - გამოსხივების ზედაპირის ფართობია;

$\frac{V_2}{V_1}$ - გადაცემის კოეფიციენტი.

გამოსახულების (1.6) განხილვის საფუძველზე შეიძლება დავასკვნათ, რომ სტრუქტურული ხმაურის შემცირება შეიძლება მოხდეს:

1. ცვლადი მოქმედი ძალების სიდიდეების შემცირებით;
2. აქტიურ ელემენტებს შორის კავშირების გაწყვეტით ან შესუსტებით, დრეკადი სადებების ან გაზრდილი შიგა ხახუნის მქონე მასალების გამოყენების საფუძველზე;
3. სისტემის მექანიკური იმპედანსის შემცირება კონსტრუქციის სიხისტის და მისი მასის სიხისტის გაზრდის გზით;
4. ბგერითი გამოსხივების პირობების გაუარესება გამოსხივებადი ზედაპირების შემცირებით და მათი ვიბროჩამხშობი დაფარვის დემპფირების გზით.

აგრეთვე არ უნდა დაგვავიწყდეს, რომ შესაძლებელია ძრავის ხმაურის ჩახშობა მისი ბგერაიზოლაციის გზით. ზემოთ თქმულის გათვალისწინებით სტრუქტურული ხმაურის დონეებზე ზემოქმედების ზონები შეიძლება დავყოთ სამ ჯგუფად: ზედაპირამდე : (კონსტრუქციული ცვლილებები), ზედაპირზე (დემპფირება, გახისტება) და ზედაპირის გარე (ბგერისჩამხშობი კონსტრუქციები და ეკრანები).

სტრუქტურული ხმაურის შემცირება წარმოადგენს საკმაოდ რთულ ამოცანას, განსაკუთრებით მაშინ, როდესაც საჭიროა არსებული ძრავის ხმაურის შემცირება. ხმაურის დონის დიდი სიდიდით შემცირება შესაძლებელია მხოლოდ ძრავის საბაზო კვანძების კონსტრუქციის ცვლილებით, რაც შეიძლება მოხდეს მხოლოდ პროექტირების ეტაპზე.

1.5. ძრავის გამომშვები სისტემის ხმაური

ნამუშევარი გაზების გამომშვები სისტემის ხმაური, ისევე როგორც შემშვები სისტემის ხმაური აეროდინამიკური წარმოშობისაა. გაზების გამომშვების პროცესისათვის დამახასიათებელია სისტემაში წნევის მნიშვნელოვანი ცვალებადობა, ასევე ტემპერატურის მნიშვნელოვანი ცვალებადობა გამომშვების ტრაქტის მთელ სიგრძეზე და შესაბამისად ბგერის სიჩქარის ცვლილება, გაზის ნაკადის მოძრაობის მაღალი სიჩქარე (150-200მ/წმ).

იმის გამო, რომ ძრავის გამომშვები სისტემის ხმაური წარმოადგენს ავტომობილის ხმაურის ყველაზე უფრო ძლიერ წყაროს, მისი წარმოშობის ბუნება შესწავლილი იყო მრავალი მეცნიერის მიერ. მათი ნაწილი [34] თვლის, რომ გამომშვებ სისტემაში ხმაურის წარმოშობის მთავარ მიზეზს წარმოადგენს ნამუშევარი გაზების ნაკადი, რომელიც გამოიტყორცნება ძრავის გამომშვები სარქველიდან და აქვს მაღალი შიგა ენერჯია.

მეორადი ხმაური წარმოიშობა მაყუჩის მილებში და სხვა ელემენტებში ნამუშევარი გაზების გადინების გამო. ამ ხმაურის წარმოშობის მიზეზი გაზების ტურბულენტურ მოძრაობაში გრიგალების მოწყვეტაა. გაზების მოძრაობის დროს მილის კედლებთან წარმოიშობა სასაზღვრო შრის ხმაური. ხმაურის დამატებით წყაროდ გვევლინება მაყუჩის არხებში სხვადასხვა სიჩქარით მოძრავი ნაკადების ურთიერთშერევა. გამომშვები სისტემის ხმაურის ატმოსფეროში გამოსხივების წყაროს გამომშვები მილსადენის ბოლო წარმოადგენს, რომელიც შეიძლება ჩაითვალოს ხმაურის წერტილოვან წყაროდ, თუ გავითვალისწინებთ მისი გეომეტრიული ზომების შედარებით სიმცირეს.

მ.ა. რაზუმოვსკი [44] განიხილავს რა უმარტივესი ტრაქტის ნახვრეტში გაზის მერხევ მასას, როგორც დგუშიან გამომსხივებელს, ასკვნის, რომ შესაძლებელია გაუყუჩებლად გამომშვებული გაზების დაბალსიხშირული ხმაურის ბგერითი დაწნევის საშუალო დონეების გამოთვლა უმარტივესი ტრაქტისათვის შემდეგი გამოსახულების მიხედვით:

$$L_{H4} = 20lg \frac{\rho \cdot \eta \cdot V \cdot h \cdot f^2 \cdot \mu \cdot T}{\sqrt{2} \cdot r \cdot P_0 \cdot T_0} \text{ დბ,} \quad (1.7)$$

სადაც μ - მოლეკულიარული ცვლილების კოეფიციენტი;

T_0 - გარემოს ტემპერატურა, °K;

T - ნამუშევარი გაზების ტემპერატურა, °K;

ρ - ჰაერის სიმკვრივე, კგ/მ³;

η_V - შევსების კოეფიციენტი;

V_h - ცილინდრების მუშა მოცულობა, მ³;

f - პროცესის ძირითადი სიხშირე, ჰერცი;

r - მანძილია გამომშვები ნახვრეტიდან, მ;

P_0 - ბგერითი დაწნევის ზღვრული მნიშვნელობა;

თუ დავუშვებთ, რომ $\eta_V = 0,86, \mu = 1,075, T_0 = 293^0K, T = 873^0K$, $\rho = 0,001293\text{კგ/მ}^2$, $P_0 = 210^{-6}\text{კგ/მ}^2$, მაშინ ნამუშევარი გაზების გამომშვები ნახვრეტიდან $r = 0,5$ მ. მანძილზე, როდესაც $f = 186$ ჰც - ს (ძრავის 5000 წთ⁻¹ ბრუნვის სიხშირეზე) გამომშვები სისტემის დაბალსიხშირული ხმაურის საანგარიშო დონეები საშუალო კლასის მსუბუქი ავტომობილისათვის მოცემულია ცხრილში 1.4.

როგორც ცხრილიდან ჩანს გამომშვები სისტემის დაბალსიხშირული ხმაურის დონე საკმაოდ მაღალია. ძრავის მუშა მოცულობის 10 % - ით გაზრდა იწვევს ხმაურის დონის გაზრდას საშუალოდ 1 დბ - ით.

ცხრილი 1.4.

გამომშვები სისტემის დაბალსიხშირული ხმაურის საანგარიშო დონეები

ძრავის ტიპი	2101	21011	2103	2106
მუშა მოცულობა, სმ ³	1200	1300	1450	1600
L დბ.	128,4	129,0	130,0	130,9

ნამუშევარი გაზების ჩაუხშობელი გამოშვების შემთხვევაში გამოსვლის ნახვრეტიდან r მანძილზე მაღალსიხშირული ხმაურის საშუალო დონე შესაძლებელია გამოითვალოს ფორმულით [44]:

$$L_{B\text{ყ}} = 10\lg D \frac{V^6 \cdot d^6}{r^2} \text{ დბ,} \quad (1.8)$$

სადაც D - მსგავსების კოეფიციენტი;

V - ჰაერის ნაკადის საშუალო სიჩქარე, მ/წმ;

d - გამოსასვლელი ნახვრეტის დიამეტრი.

თუ დავუშვებთ, რომ $d = 0.04$ მმ - ს და $D = 4 \cdot 10$ (მ.ა. რაზუმოვსკის რეკომენდაციების მიხედვით), მაყუჩის გამომშვები მილის ბოლოდან $r = 0,25$ მ. მანძილზე ხმაურის დონე იქნება (ცხრილი 1.5):

(ცხრილი 1.5.)

გამომშვები სისტემის მაღალსიხშირული ხმაურის საანგარიშო დონეები

ძრავი	2101	21011	2103	2106
მუშა მოცულობა, სმ ³	1200	1300	1450	1600
U, მ/წმ	148,81	155,12	165,87	174,15
L, დბ.	114,5	115,5	117,3	118,5

ნაკადის სიჩქარეების მნიშვნელობები გამომშვები ნახვრეტის კვეთში გამოთვლილია როდესაც $n = 5600$ წთ⁻¹. ცხრილებში 1.4. და 1.5. მოყვანილი ანგარიშის შედეგების შედარებით ჩანს, რომ გამომშვების ხმაურის დაბალსიხშირული მდგენელის დონე უფრო მაღალია, ვიდრე მაღალსიხშირული მდგენელის. თუმცა, ხმაურმზომის მახასიათებლების გათვალისწინებით, დაბალსიხშირული მდგენელის დონე არ განსაზღვრავს ბგერის საერთო დონეს.

ცხრილში 1.6. მოყვანილია ძრავის გამომშვები სისტემის ხმაურის გაზომვის შედეგები, როდესაც ძრავი მუშაობს გარე სიჩქარით მახასიათებელზე 5600 წთ⁻¹ ბრუნვის სიხშირის დროს.

ცხრილი 1.6.

ძრავის გამომშვები სისტემის ხმაური

მუშა მოცულობა, ლ		1,2	1,3	1,45
გამომშვების ხმაურის დონე, დბ	A	129	130	130
	Lin	131,5	132,5	132,5

1.4, 1.5 და 1.6 ცხრილების შედარებით ჩანს, რომ ექსპერიმენტული და საანგარიშო მონაცემებს აქვთ კარგი თანხვედრა მხოლოდ გამოსხივების დაბალსიხშირულ ზონებში. მაღალი სიხშირის ზონაში შეინიშნება მნიშვნელოვანი

განსხვავება, რადგანაც ნამუშევარი გაზების ჭავლი არ წარმოადგენს მაღალსიხშირული ხმაურის ერთადერთ წყაროს.

გაზომვები აჩვენებენ, რომ ჩაუხშობელი გამომშვების ხმაურის საერთო დონის ფორმირებაში გაცილებით მაღალი როლი მაღალსიხშირულ მდგენელს ენიჭება.

გამომშვები სისტემის თანამედროვე მაყუჩის გამოყენება პრაქტიკულად იძლევა ნებისმიერ დონემდე ხმაურის შემცირების საშუალებას. ნაშრომში [54] მოყვანილია გამომშვები სისტემიდან გარემოზე გადაცემული ხმაურის წილის გამოსათვლელი შემდეგი ფორმულა:

$$L_{გაშ} = L_{W_{გაშ}} - a_1 + \Pi H - \beta_{გაშ} - x, \quad (1.9)$$

სადაც $L_{W_{გაშ}}$ - ნამუშევარი გაზების ბგერითი სიმძლავრის სპექტრია (აიღება მოწყობილობის ტექნიკური პასპორტის მიხედვით);

ΠH - გამომშვების მიმართულების მაჩვენებელია (თუ გამომშვები მილის ბოლო მიმართულია ზევით, $\Pi H = 0$; თუ სამუშაო ადგილისაკენ, $\Pi H = 4$ დბ; თუ საწინააღმდეგოდ, $\Pi H = -4$ დბ).

$\beta_{გაშ}$ - დანამატი, რომელიც ითვალისწინებს გამომშვები მილის განლაგებას (გამოკვლევის [45] გათვალისწინებით, თუ მილი გამოყვანილია ზემოთ $\beta_{გაშ} = 0$; გვერდზე გამოყვანის შემთხვევაში - 5 დბ; კაპოტზე გამოყვანის შემთხვევაში - 8 დბ.);
 x - რიცხვითი დანამატი, რომელიც როდესაც $\Omega = \pi$ ტოლია 5 დბ - ის, თუ $\Omega = 2\pi - 8$ დბ - ის, თუ $\Omega = 4\pi - 11$ დბ - ის. (Ω - ხმაურის წყაროების გამოსხივების სივრცითი კუთხეა, ღია სივრცეში გამოსხივების შემთხვევაში ის ტოლია 4π , ნახევარსივრცეში - 2π , ხოლო ორწახნაგა კუთხეში გამოსხივებისას - π).

$$a_1 = 20 \lg \frac{R_{გაშ}}{r_{გაშ}}, \quad (1.10)$$

სადაც $R_{გაშ}$ - მანძილია გამომშვები მილის კვეთიდან საანგარიშო წერტილამდე მეტრებში.

$$r_{გაშ} = 0,25 \text{ მ};$$

1.6. ტრანსმისიის ხმაური

სატრანსპორტო საშუალების ტრანსმისიაში წარმოქმნილი ინტენსიური ღუნვითი და გრეხვითი რხევები შეიძლება წარმოადგენდნენ გარემოზე გადაცემული ხმაურის პირველწყაროს. მაგალითად, ავტომობილის ტრანსმისია (გადაბმულობა, გადაცემათა კოლოფი, კარდანული და მთავარი გადაცემები, საბურავები) წარმოადგენენ ვიბრაციის წყაროს და კორპუსის აკუსტიკური გამოსხივების მთავარ მიზეზს [34].

ძალური გადაცემის ხმაური წარმოადგენს კბილანური გადაცემების, საკისრების და ლილვების მუშაობის შედეგს. ბგერითი რხევების წარმოშობის ყველაზე მთავარ წყაროს კბილანური გადაცემები წარმოადგენს [44]. კბილანური გადაცემების მუშაობის დროს შეიძლება გამოვყოთ კბილების სამი სახის ურთიერთქმედებია, რომლებიც იწვევენ ბგერითი რხევების წარმოქმნას:

- ციკლური დატვირთვები (დარტყმები) კბილებს შორის კონტაქტის დარღვევის გარეშე;
- კბილთაშორისი დარტყმები ღრეჩოს არსებობის შემთხვევაში;
- კბილების მუშა ზედაპირების ურთიერთასრიალება.

ზემოთ ჩამოთვლილი ურთიერთქმედებები ატარებენ იმპულსურ ხასიათს. კბილანური გადაცემების მაღალი სიზუსტით ღრეჩოების გარეშე დამზადების შემთხვევაში, მათ შორის ორმაგი მოდების კბილანების, ეს განპირობებულია კბილების დრეკადი დეფორმაციებით და დატვირთვების გადანაწილებით მოდებში შესვლის და გამოსვლის დროს. მუშა ზედაპირების ურთიერთასრიალების შემთხვევაში იმპულსები წარმოიქმნებიან გორვის წრეებზე ხახუნის ტანგენციალური ძალების მიმართულების ცვლილების შედეგად.

მოსრიალე ზედაპირების ტალღიანობის, მგორავი სხეულების ოვალურობის და გადაცემებში რადიალური ღრეჩოების არსებობის გამო გორვის საკისრების მუშაობის პროცესში აგრეთვე წარმოიქმნებიან იმპულსური შემფოთებები [45]. ზედაპირების ტალღიანობით და გორვითი სხეულების ოვალურობით გამოწვეული იმპულსები გამოირჩევიან მაღალი პერიოდულობით შემფოთების 5 კილოჰერცამდე სიხშირის

სპექტრში. კბილანური გადაცემის დროს ეფექტური ბგერის დაწნევაზე მოქმედ ძირითად ფაქტორებს წარმოადგენს წრიული ძალა და წრიული სიჩქარე [44].

$$P_M = P^x \cdot V^y \quad (1.11)$$

სადაც P_M - ბგერითი დაწნევის ეფექტური მნიშვნელობა;

P და V - წრიული ძალა და სიჩქარე შესაბამისად;

x და y - კოეფიციენტებია, რომელთა მნიშვნელობები კბილანური

გადაცემებისათვის აიღება ზღვრებში: $x = 0,6 - 1,2$; $y = 0,5 - 1,1$.

გამოსახულებიდან (1.11) გამომდინარეობს, რომ კბილანა წყვილის მიერ გამოსხივებული ბგერითი დაწნევა გადაცემული სიმძლავრის პროპორციულია და დამოკიდებული არ არის წყვილის გადაცემის რიცხვზე, ამასთან P და V სიდიდეების ცვლილება ერთი და იგივე რიცხვჯერ ბგერითი დაწნევის ცვლილებაზე დაახლოებით თანაბარად აისახება.

ექსპერიმენტალური მონაცემების საფუძველზე, ერთ ბლოკად გაერთიანებული რთული მექანიკური ტრანსმისიის შემთხვევაში, ბგერითი დაწნევის კანონზომიერი საერთო დონე შეიძლება წარმოვადგინოთ როგორც ფუნქცია

$$L = \Phi(N, R, M), \quad (1.12)$$

სადაც N - გადაცემული სიმძლავრე;

R - ერთდროულად მომუშავე კბილანური მოდეების წყვილთა რიცხვია;

M - ტრანსმისიის მასაა.

ტრანსმისიის ბგერითი დაწნევის საშუალო დონე შეიძლება განისაზღვროს მ.ა.

რაზუმოვსკის ფორმულით შემდეგნაირად

$$\bar{L}_{ტრ} = \bar{L}_{ტრ0} + 10 \left(a_1 \lg \frac{N}{N_0} + b_1 \lg \frac{R}{R_0} - c_1 \lg \frac{m_p}{m_{p0}} \right), \quad (1.13)$$

სადაც $\bar{L}_{ტრ0}$, N_0 , R_0 , m_{p0} - შესაბამისად ბგერითი დაწნევის საშუალო დონე, გადაცემული სიმძლავრე, მოდებაში მყოფ წყვილთა რიცხვი და ტრანსმისიის კუთრი მასაა;

$\bar{L}_{ტრ}$, N , R , m_p - ტრანსმისიის შესაბამისი პარამეტრებია;

a_1 , b_1 , c_1 - მუდმივებია, მოცემული ტიპის ტრანსმისიისათვის.

გამოსახულება (1.13) - ის გარდაქმნით მივიღებთ

$$\bar{L}_{ტრ} = c + 10(\lg N^{a_1} R^{b_1} - \lg m_p^{c_1}), \text{ დბ} \quad (1.14)$$

სადაც c - მუდმივი წევრია.

ტრანსმისიის აკუსტიკური გამოცდების შესახებ საკმარისი მონაცემების არარსებობა ართულებს a_1 , b_1 და c_1 კოეფიციენტების განსაზღვრას. განსაკუთრებით ეს b_1 კოეფიციენტს ეხება, რადგანაც ერთდროულად მომუშავე კბილანა წყვილების რაოდენობა აგრეთვე განსაზღვრავს გამოსხივებული ხმაურის სპექტრის სიდიდეს.

ნაშრომში [45] აღნიშნულია, რომ გადაცემათა კოლოფის და წამყვანი ხიდეების ხმაურის კვლევებმა აჩვენა, რომ გადაცემათა კოლოფის ხმაურზე მნიშვნელოვან გავლენას ახდენს დატვირთვა. ხმაურის დონის (დბ) მიახლოებითი გაზომვა სხვადასხვა დატვირთვებზე ობიექტიდან 3 მეტრში შეიძლება შეფასდეს შემდეგი ფორმულით:

$$L = 38 + 10 \lg P, \quad (1.15)$$

სადაც P - გადაცემათა კოლოფის მიერ გადაცემული მექანიკური სიმძლავრეა, კვტ.

სიმძლავრის 3 - დან 30 კვტ - მდე გაზრდის შემთხვევაში გადაცემათა კოლოფის ბგერის დონე იზრდება 10 დბ A - სიდიდით.

საჭიროა აღინიშნოს, რომ ავტომშენებლობის მსოფლიო პრაქტიკაში ხშირად მიმართავენ ტრანსმისიის ვიბრაციასთან ბრძოლის ისეთ მეთოდებს, როგორცაა ენერჯის სხვადასხვა ტიპის ჩამხშობების გამოყენება. მაგალითად, კარდანული გადაცემის ლილვში რეზინის და ნეილონის ელემენტების ჩასმა, აგრეთვე ლილვის კედლების დაფარვა ისეთი მასალით, რომლებსაც ახასიათებთ ენერჯის კარგვის მაღალი კოეფიციენტი. კარდანული ლილვის შლიცურ შეერთებაში იყენებენ ნეილონით და სხვა ცვეთამედეგი პოლიმერებით დაფარვის მეთოდებს [27].

1.7. საბურავების ხმაური

მოძრავი ავტომობილის საბურავები წარმოადგენენ როგორც გარე, ასევე შიგა ხმაურის და ვიბრაციის ერთ-ერთ ძირითად წყაროს, განსაკუთრებით ეს შეინიშნება

მოდრაობის მაღალ სიჩქარეებზე (80 – 90 კმ/სთ დან ზემოთ) [34]. ნაშრომში [25] ავტორები მიუთითებენ, რომ სწორედ საბურავები მიიჩნევა ხმაურის მთავარ წყაროდ იმ გამოცდების მეთოდების დამუშავების პროცესებში, რომლებიც რეგლამენტირებულია გაეროს ევროპის ეკონომიკური კომისიის მიერ (ISO 362, გაეროს ეეკ-ის წესი № 51, SAE J 1470), გამოსაცდელი სატრანსპორტო საშუალების სიჩქარე არ აჭარბებს 60 კმ/სთ - ს. 80 კმ/სთ-ზე მეტი სიჩქარის შემთხვევაში საბურავების ხმაური ძალზე ხშირად აჭარბებს სხვა წყაროებიდან წარმოქმნილ ხმაურის დონეს. ამიტომ სულაც არ არის შემთხვევითი, რომ პნევმატური საბურავების ხმაურის შემცირების პრობლემა დასავლეთ ევროპის ქვეყნებში, ამერიკის შეერთებულ შტატებში და იაპონიაში უკვე კარგა ხანია ჩართულია ტექნიკური განვითარების ნაციონალურ პროგრამებში. სატვირთო ავტომობილის აკუსტიკურ ბალანსში საბურავების ხმაური უფრო ნაკლებად მნიშვნელოვანია. იმის გამო, რომ გზის მიკროუსწორობების განაწილებას აქვს შემთხვევითი ხასიათი, საბურავების აკუსტიკური გამოსხივების სპექტრი უახლოვდება "თეთრ" ხმაურს, რომელშიდაც დისბალანსის გამო შესაძლებელია გამოჩნდეს დისკრეტული მდგენელები.

ხმაურწარმოქმნაზე გავლენას ახდენს საბურავების კონსტრუქციული პარამეტრები: პროტექტორის ელემენტების ფორმა; მისი ნახატის ცვლადი ბიჯის თანმიმდევრობა ზედაპირული არხების ფორმა, სიღრმე და რაოდენობა; მათი არხების უწყვეტობა. უფრო ნაკლებ გავლენას ახდენენ შემდეგი ფაქტორები: პროტექტორის ნახატის ინტენსივობა; დაწნევა საბურავის გზასთან შეხების კონტაქტში; პროტექტორის სიგანე და სიმრუდის რადიუსი. ხმაურთან ბრძოლის ყველაზე უფრო ეფექტურ საშუალებას, რომელიც არ იწვევს უარყოფით გავლენას საბურავის სხვა მახასიათებლებზე, წარმოადგენს პროტექტორის ნახატის ცვლადი ბიჯის გამოყენება, როდესაც საბურავის პერიფერიების გასწვრივ იცვლება პროტექტორის არხების და შვერილების არა მარტო სიგრძეები არამედ ნახატის ფორმაც. როგორც წესი, სატრანსპორტო საშუალების სიჩქარის გაზრდით იზრდება საბურავებით წარმოქმნილი ხმაურის დონე. უნდა აღინიშნოს, რომ შეწყვილებული წამყვანი საბურავების ხმაურის დონე სატვირთო ავტომობილის მოძრაობის მთელ დიაპაზონში 2 – 3 დეციბელით მაღალია; სიჩქარის გაზრდით 50 – დან 110 კმ/სთ–მდე ყველა გამოცდილი ავტომობილის საბურავების ხმაური იზრდება ერთგვაროვნად – 12 დეციბელით [25]. ლ.ფ. ჟეგლოვი და სხვა მკვლევარები [25] აღნიშნავენ, რომ

მოდრაობის სიჩქარის ცვლილების საკვლევ დიაპაზონში საბურავების ხმაურის დამოკიდებულებას მოძრაობის სიჩქარეზე საკმაო სიზუსტით აღწერს წრფივი რეგრესიული განტოლებები, სადაც ავტომობილის მოძრაობის სიჩქარე არის ძირითადი საექსპლუატაციო მაჩვენებელი, რომელიც განსაზღვრავს საბურავების ხმაურის დონეს.

საბურავის ხმაურის დონის ცვლილების დამოკიდებულება სატრანსპორტო საშუალების მოძრაობის სიჩქარეზე ზოგად შემთხვევაში შესაძლებელია წარმოვადგინოთ ფორმულით $L = C + K \cdot L_V$, სადაც C - საბურავის ტიპზე, ანუ მის კონსტრუქციულ თავისებურებებზე დამოკიდებული მუდმივია და ემსახურება ხმაურის დონის შეფასებას დაშვებული სიჩქარის ზღურბლის (V_0) შემთხვევაში. ექსპერიმენტების დროს $V_0 = 60$ კმ/სთ. K - კოეფიციენტი, რომელიც განსაზღვრავს მოცემული საბურავის ხმაურის დონის ცვლილების ხარისხს სიჩქარეზე დამოკიდებულებით; $L_V = 20 \lg(V/V_0)$. უნდა აღინიშნოს, რომ ზღურბლური სიჩქარის (V_0) ცვლილება ცვლის L_V და C სიდიდეებს, მაგრამ გავლენას ვერ ახდენს L სიდიდეზე.

ცხრილში 1.7 მოცემულია მოსკოვის სახელმწიფო ტექნიკურ უნივერსიტეტში ჩატარებული ექსპერიმენტული კვლევის შედეგები [8]. საიდანაც ჩანს, რომ სატრანსპორტო საშუალების სიჩქარე წარმოადგენს საბურავების ხმაურის დონის განმსაზღვრელ ძირითად ფაქტორს.

ცხრილი 1.7

საბურავების ხმაურზე გამოცდის ექსპერიმენტის შედეგები

საბურავის ნომერი და ზომა	პროტოკოლით განპირობებული ბგერითი დაწნევის დონე L_P , დბ, შესაბამის სიჩქარეებზე, კმ/სთ					
1	2	3	4	5	6	7
	60	80	110	120	140	160
205/60R13	89,8	90,6	100,6	98,9	100,3	105,2
155/70R13	87,4	92,4	98,2	100,6	102,4	103,9
6.45.13	90,8	96,0	98,8	107,9	107,7	104,2
175/70R14	90,3	93,8	98,3	100,8	100,4	106,3
5.60-15	88,1	92,4	94,7	98,1	100,4	102,5

როგორც ვ.ნ. ლუკანინი ნაშრომში [34] აღნიშნავს, ლაბორატორიულ პირობებში ექოს არმქონე საკანში ჩატარებული საბურავების აკუსტიკური გამოკვლევები აჩვენებენ, რომ საკუთარი რხევის სიხშირეებზე ტალღის სიგრძე საბურავის მასალაში უფრო მცირეა, გამოსხივებული ბგერის ტალღის სიგრძესთან შედარებით, ანუ საბურავები წარმოადგენენ ბგერის არაეფექტური გამოსხივების წყაროს. მოძრაობის სიჩქარის გაზრდით საბურავების მიერ გამოსხივებული ხმაური იზრდება და საშუალოდ 80 კმ/სთ - ის ზევით ასფალტ-ბეტონის საფარის მქონე გზაზე როგორც მსუბუქი, ასევე სატვირთო სატრანსპორტო საშუალებებისათვის იძენს უპირატეს ხასიათს. ხმაურის დონე აგრეთვე დამოკიდებულია საგზაო საფარის მდგომარეობასა და ტიპზე, საბურავის დატვირთვაზე და მისი ცვეთის ხარისხზე. აღდგენილ პროტექტორიანი საბურავებს ახასიათებთ უფრო მაღალი ხმაურის დონე ვიდრე ახალს. ასევე პროტექტორის განივი ნახატის მქონე საბურავები ასხივებენ უფრო მეტი დონის ხმაურს გრძივი ნახატის მქონე საბურავებთან შედარებით.

სხვადასხვა საფარის ნქონე გზებზე ჩატარებულმა გამოცდებმა აჩვენეს, რომ ქვაფენილზე 60 კმ/სთ და და ბეტონზე 100 კმ/სთ სიჩქარით მოძრაობის შემთხვევაში მსუბუქი ავტომობილის საბურავები გამოასხივებენ პრაქტიკულად ერთი და იგივე დონის ხმაურს.

ჩატარებული გამოკვლევების შედეგების საფუძველზე ვ. ლუკანინის მიერ სატრანსპორტო საშუალების ასფალტ-ბეტონიანი გზის ზედაპირზე თავისუფალი გორვის შემთხვევისათვის საბურავის ხმაურის დონის სააგარიშოდ (7,5 მეტრ მანძილზე) შემოთავაზებულია ემპირიული ფორმულა:

$$L_A = 30 \lg V_a + 30 \lg B - 50, \quad (1.16)$$

სადაც B - საბურავის პროფილის სიგანეა, მმ.

ამ ფორმულით შესრულებული გათვლის შედეგები კარგად ემთხვევა ექსპერიმენტალურ მონაცემებს. სატრანსპორტო საშუალების ასფალტ-ბეტონიანი გზის ზედაპირზე თავისუფალი გორვის შემთხვევაში საბურავის მიერ გამოსხივებული ხმაურის დონის ანალიზი აჩვენებს, რომ ეს ხმაური ხასიათდება ფართოპროფილიანი სპექტრით მდგენელების თითქმის მუდმივი მნიშვნელობებით 1000 ჰერც სიხშირემდე და ამ მნიშვნელობების 4,5 – 5 დეციბელით შემცირებით უფრო მაღალი სიხშირის

ოქტავეზზე. მოძრაობის სიჩქარის გაზრდით სპექტრის ხასიათი თითქმის არ იცვლება. საბურავის ხმაურის სპექტრის შედარებამ გზის სხვადასხვა საფარის (ბეტონი და ქვაფენილი) შემთხვევაში აჩვენა, რომ საშუალო სიჩქარეებზე (50 – 80 კმ/სთ) 1000 – 1500 ჰერცი სიხშირის დიაპაზონში ბგერითი დაწნევის დონე ქვაფენილზე მოძრაობის შემთხვევაში 7 – 10 დეციბელით მაღალია.

1.8. აეროდინამიკური ხმაური

ჰაერის ნაკადის მოძრაობის და მისი მყარ სხეულებთან შეჯახების შედეგად წარმოიქმნება აეროდინამიკური ხმაური. სატრანსპორტო საშუალებებისაგან აეროდინამიკური ხმაურის წარმოშობა ხდება ორი ძირითადი მიზეზით: ძრავის გაგრილების სისტემის ვენტილიატორის მუშაობის და ჰაერის ნაკადით მოძრავი სხეულის გარსედინობის გამო. ჰაერის ნაკადში ავტომობილის მოძრაობისას ის წარმოადგენს ტურბულენტურობის წყაროს, რის გამოც მოძრაობის სიჩქარის გაზრდის შედეგად ხმაური იზრდება. სხვაობამ შიგა ხმაურის დონის მნიშვნელობებს შორის ერთი და იგივე გზის მონაკვეთზე ერთნაირ პირობებში მოძრაობისას შეიძლება მიაღწიოს 5 დეციბელს. ეს ძირითადად გამოწვეულია სატრანსპორტო საშუალებებისადმი გარსედინი ჰაერის ნაკადის სიჩქარის ცვლილებით.

ექსპერიმენტალური გამოკვლევის შედეგებით [34] ცნობილია, რომ ძარას მიერ გამოსხივებული თითქმის სრული ენერგია (99%) მოდის 4 – 100 ჰერც სიხშირულ დიაპაზონში, ანუ ბგერითი ტალღის სიგრძე $\lambda = c/f = 3 - 40$ მ. თუ ვივარაუდებთ, რომ სალონში მძღოლი ან მგზავრი იმყოფებიან $r = 0,6 - 0,7$ მ - ზე ხმაურის სავარაუდო წყაროდან, მაშინ ფარდობა $r/\lambda \ll 1$, ანუ ისინი იმყოფებიან ახლო ველში და აკუსტიკურ ზემოქმედებასთან ერთად განიცდიან ნაკადის ზემოქმედებასაც. ეს ზემოქმედებები უკავშირდება აკუსტიკური გამოსხივების აქტიურ და რეაქტიულ მდგენელებს. ნაშრომში [34] აღნიშნულია, რომ ჰაერის ნაკადის დარტყმა იწვევს გარემოს ინტენსიურ ულტრაბგერით შემფოთებას 2 – 32 ჰერცის სიხშირულ დიაპაზონში.

რამდენადაც აეროდინამიკური ხმაური წარმოიქმნება დაბალ სიხშირეებზე (ინფრაბგერითი სიხშირეები), რომლებიც გავლენას ვერ ახდენენ ხმაურის

რეგლამენტირებულ ნორმებზე, მათი განხილვა ხმაურის ჯამურ დონეებში აუცილებელი არ არის.

1.9. სატრანსპორტო საშუალების გარე ხმაურის ჯამური შეფასება

მოდრავი სატრანსპორტო საშუალების ხმაური ჯამში შედგება: ძრავის მიერ წარმოქმნილი ხმაურისაგან; ტრანსმისიის აგრეგატებისაგან წარმოქმნილი ხმაურისაგან; კორპუსის მიერ წარმოქმნილი ხმაურისაგან, რომელიც თავის მხრივ გამოწვეულია კორპუსზე ძრავის, გზის და ჰაერის ნაკადის ზემოქმედებით; დამხმარე მოწყობილობების მიერ წარმოქმნილი ხმაურისაგან. თითოეული წყაროს მიერ წარმოქმნილი ხმაურის რაოდენობრივი შეფასება წარმოადგენს რთულ ექსპერიმენტალურ ამოცანას. ხმაურის წყაროების დაყოფის ერთ-ერთ გზას წარმოადგენს ხმაურის სპექტრის ანალიზი. თუ ხმაურის ორი ან მეტი წყარო ვლინდება სხვადასხვა სიხშირულ დიაპაზონში, მაშინ ისინი თავისუფლად შეიძლება დაიყონ იმ შემთხვევაშიდაც კი თუ მათი ჯამური ენერგეტიკული დონეები ერთმანეთთან ახლოს იმყოფებიან. მაგრამ სამწუხაროდ, სატრანსპორტო საშუალების ხმაურის წარმოშობის წყაროები ძირითადად ატარებენ ფართო სპექტრულ ხასიათს, ხშირად არ გააჩნიათ მკვეთრად გამოხატული, მათი ვიწრო სიხშირული ზონის განმსაზღვრელი მაჩვენებელი.

მეტად მნიშვნელოვანია იმის გაირკვევა თუ რა გავლენას ახდენს გარემოზე გადაცემულ ხმაურზე სატრანსპორტო საშუალების და მისი აგრეგატების მუშაობის რეჟიმების თავისებურებები. გარე ხმაური მნიშვნელოვნადაა დამოკიდებული შიგაწვის ძრავის მუშაობის რეჟიმებზე და გზის საფარის ტიპზე და ცვალებადია ფართო ზღვრებში, იზრდება მუხლა ლილვის ბრუნვის სიხშირის მომატებით. ი.ივანოვი და გ.კურცევი [45] თანაბარი სიჩქარით მოძრავი ავტომობილის გარე ხმაურის შესაფასებლად (დეციბელებში) 7,5 მეტრის მანძილზე გვთავაზობენ შემდეგ ფორმულას:

$$L_A = 30 \lg V_R + y, \quad (1.17)$$

სადაც V_R – სატრანსპორტო საშუალების სიჩქარე, კმ/სთ;

y – მუდმივაა, რომელიც დამოკიდებულია ავტომობილის ტიპზე, გზის სახეობაზე და მდგომარეობაზე (ასფალტ-ბეტონიანი საფარის მქონე გზაზე მოძრაობისას იცვლება ზღვრებში: მსუბუქი ავტომობილებისათვის – 21,0 – 21,7, სატვირთო ავტომობილებისათვის – 26,5 – 34,8) .

ცხრილში 1.8 მოცემულია ფორმულა (1.17) საფუძველზე გათვლილი მსუბუქი ავტომობილის ხმაურის დონეები სხვადასხვა სიჩქარეებზე.

ცხრილი 1.8

ხმაურის დონეები სხვადასხვა სიჩქარეებზე

სიჩქარე, კმ/სთ	60	80	100	110	120	140	160
L_A , დბ(A)	74,3-75,0	78,0-78,7	81,0-81,7	82,2-82,9	83,3-84,0	85,3-86,0	87,4-87,8

შევადართ ეს მონაცემები მსუბუქი ავტომობილის გარე ხმაურის გაზომვის შედეგებს ორ რეჟიმზე [7] (ცხრილი 1.9),

ცხრილებიდან ნათლად ჩანს, რომ ერთი და იგივე სიჩქარეზე (110 კმ/სთ), მაგრამ მოძრაობის სხვადასხვა რეჟიმებზე მივიღეთ ხმაურის სხვადასხვა დონე, ეს კი გვიჩვენებს, რომ გარე ხმაურის დონე დამოკიდებულია მრავალ ფაქტორზე, რომელთა გათვალისწინება მაქსიმალურად უნდა მოხდეს საანგარიშო-ექსპერიმენტული გამოკვლევების პროცესებში.

ცხრილი 1.9.

მსუბუქი ავტომობილის გარე ხმაური

მუშაობის რეჟიმები	110 კმ/სთ, IVსაფეხური 4200 ბრ/წთ	110 კმ/სთ გორვა
L , დბA	83,5	78,5

1.10. პირველი თავის დასკვნები

ზემოთ თქმულიდან გამომდინარე, შესაძლებელია შემდეგი დასკვნების გაკეთება:

1. ტექნიკური პროგრესი მჭიდროდაა დაკავშირებული გარე სამყოფელის ხმაურის დონის ზრდასთან, რაც იწვევს ადამიანების შრომის ნაყოფიერების დაცემას, მუშაობის პროცესში წუნის გაზრდას და გარკვეული ავადმყოფობების სტიმულირებას.
2. დიდ ქალაქებში ხმაურთან ბრძოლის ერთ - ერთ ძირითად გზას სატრანსპორტო საშუალებების მიერ წარმოქმნილი ხმაურის დონის შემცირება წარმოადგენს.
3. სატრანსპორტო საშუალებების ხმაური განისაზღვრება მთელი რიგი კვანძების და სისტემების მუშაობით. სხვადასხვა რეჟიმებზე მუშაობისას ხმაურის მიხედვით შესაძლოა დომინირებდეს ხმაურის სავსებით განსხვავებული წყაროები. ასე მაგალითად, 60 – 70 კმ/სთ სიჩქარით მოძრაობისას დომინირებს შიგაწვის ძრავის ხმაური, ხოლო როდესაც სიჩქარე გადააჭარბებს 80 – 90კმ/სთ - ს ხმაურის დომინანტი ხდება საბურავები.
4. ავტომობილების პარკის ყოველწლიური ზრდის გამო იზდრება ხმაურის დონე საქართველოს ქალაქებში და საავტომობილო ტრასებზე. საკითხს ართულებს ის გარემოებაც, რომ არ არსებობს ხმაურზე საპასპორტო ტექნიკური მონაცემები ექსპლუატაციაში ნამყოფი იმ ავტომობილების შესახებ, რომელთა შემოყვანა ხდება სხვადასხვა ქვეყნებიდან; სავსებით შესაძლებელია, რომ მათი უმეტესობა ვერ აკმაყოფილებდეს სატრანსპორტო ხმაურის ნორმირებულ დონეს.

თავი 2. შიგაწვის ძრავის დინამიკური შეწონასწორება ვიბროპარამეტრების მიხედვით

თეორიული კვლევების მიზანს წარმოადგენს სატრანსპორტო შიგაწვის ძრავის დისბალანსის შემცირებისაკენ მიმართული ხერხების და საშუალებების დამუშავება. ამ მიზნის მისაღწევად საჭიროა შემდეგი ამოცანების გადაწყვეტა:

1. შიგაწვის ძრავში ბრუნვითი და სხვა სახის რთული მოძრაობების შემსრულებელი დეტალების შეუწონასწორებლობის ხარისხის გავლენის დადგენა ვიბროსიგნალების ფორმირების პროცესებზე;

2. ძრავის რხევების საერთო დონის ჰარმონიული ანალიზის ჩატარება მუშაობის სტაციონარულ რეჟიმზე;

3. დისბალანსის შემცირების გზით ძრავიდან გარემოში გამოსხივებული და სატრანსპორტო საშუალების ჩარჩოზე გადაცემული ვიბროსიგნალების დონის შემცირებისადმი მიმართული ღონისძიებების შემუშავება.

2.1. სატრანსპორტო ძრავების მუშაობის პროცესში წარმოქმნილი ძალების და რხევების ურთიერთდამოკიდებულების თეორიული ანალიზი

სატრანსპორტო ძრავების მუშაობის პროცესში წარმოქმნილმა სიდიდით და მიმართულებით ცვლადმა, შეუწონასწორებელმა ძალებმა შეიძლება გამოიწვიონ როგორც შიგაწვის ძრავის, ასევე მთლიანად სატრანსპორტო საშუალების ვიბრაციები. ამასთან, ვიბრაციის ყველაზე მთავარ წყაროს წინსვლით-უკუსვლით მოძრაობა და მბრუნავი მასების ინერციის ძალები წარმოადგენენ.

ვიბრაციის არსებობასთან დაკავშირებული უარყოფითი მოვლენების (ძრავის გადატვირთვა და დეტალების გაზრდილი ცვეთა; შეერთებების დასუსტება და ვიბრაციების და ხმაურის მატება და სხვა) აღმოსაფხვრელად შიგაწვის ძრავი დინამიკურად სრულად უნდა იყოს შეწონასწორებული.

შიგაწვის ძრავის დინამიკური შეწონასწორება გულისხმობს ძალთა ისეთი სისტემის შექმნას, რომელშიდაც ტოლქმედი ძალები და ამ ძალთა მიერ შექმნილი მომენტები სიდიდებით და მიმართულებებით მუდმივები არიან ან უტოლდებიან ნულს.

თანამედროვე სატრანსპორტო ძრავების შეწონასწორება შეიძლება განხორციელდეს ორი ხერხით:

1. ცილინდრების განსაზღვრული ფორმით განლაგებით და მუხლა ლილვის მრუდხარას ისეთი სქემის შერჩევით, რომ ინერციის ცვლადი ძალები და მათი მომენტები ერთმანეთს აწონასწორებდნენ.

2. დამატებითი მასებით (წონწინალებით) ისეთი ახალი ძალების შექმნა, რომლებიც დროის ნებისმიერ მომენტში სიდიდით ძირითადი გასაწონასწორებელი ძალების ტოლია და მიმართულებით კი საწინააღმდეგოა. უფრო ხშირად ორივე ეს ხერხი გამოიყენება ერთდროულად. დამყარებულ რეჟიმზე მუშაობისას სრულად შეწონასწორებული ძრავიდან საყრდენებზე გადაცემული ძალები სიდიდით და მიმართულებით უნდა იყვნენ მუდმივი ან ნულის ტოლი.

შიგაწვის ძრავის შეწონასწორების პირობას აქვს შემდეგი სახე [75]:

$$\left. \begin{array}{l} \sum P_{j1}=0 \quad \sum P_{j2}=0 \quad \sum P_c=0 \\ \sum M_{j1}=0 \quad \sum M_{j2}=0 \quad \sum M_c=0 \end{array} \right\} \quad (2.1)$$

სადაც P_{j1}, P_{j2} - წინსვლით - უკუსვლით მოძრავი მასების პირველი და მეორე რიგის ინერციის ძალებია; P_c - მბრუნავი მასების ცენტრიდანული ინერციის ძალებია; M_{j1}, M_{j2}, M_c - შესაბამისი ინერციის ძალების მომენტებია.

2.2. შიგაწვის ძრავის კინემატიკური და დინამიკური მოდელების ძირითადი დაშვებები

სატრანსპორტო ძრავის რხევები, განხილული როგორც დრეკად საყრდენებზე დამაგრებული მყარი სხეულის რხევები, შეიძლება გამოწვეული იყოს მის მუშაობასთან დაკავშირებული ორი მიზეზით:

1. ძრავის მაბრუნე მომენტის ცვალებადობით;

2. ძრავის მრუდხარა-ბარბაცა მექანიზმის მოძრავი მასების ინერციის ძალების შეუწონასწორებლობით.

განხილული დინამიკური მოდელისათვის, სადაც ძრავი ჩათვლილია მყარ სხეულად, მნიშვნელოვანია ჯამური ძალოვანი ზემოქმედებები: სატრანსპორტო საშუალების ტრანსმისიაზე გადაცემული ჯამური მაბრუნე მომენტი და მრუდხარა-ბარბაცა მექანიზმის ყველა დეტალის ჯამური ინერციის ძალა [17,77,36].

განსაკუთრებულ ინტერესს წარმოადგენს იმ შემთხვევითი ზემოქმედებების გამოკვლევა, რომლებიც წარმოიქმნებიან ძრავის დამყარებულ რეჟიმზე მუშაობისას. შიგაწვის ძრავის მუშაობის დამყარებული რეჟიმი შეესაბამება მუხლა ლილვის ბრუნვის სიხშირის და მაბრუნე მომენტის მუდმივ საშუალო მნიშვნელობებს და მუშა პროცესების ერთნაირად მიმდინარეობას ძრავის ყველა ცილინდრში, რადგანაც ძრავის დამყარებულ რეჟიმზე მუშაობისას მუხლა ლილვის კუთხური სიჩქარე და მაბრუნე მომენტი, რომელიც გადაეცემა ტრანსმისიას, წარმოადგენენ დროის პერიოდულ ფუნქციებს, რომელთა პერიოდი მთელ რიცხვჯერ თავსდება ძრავის მუშა ციკლის ხანგრძლივობაში [77].

დამყარებულ რეჟიმზე მუშაობისას სატრანსპორტო ძრავების რხევების გამოწვევი შემთხვევითი ზემოქმედებების წარმოშობა კიდევ უფრო ამყარებს ჰიპოთეზას ძრავის გარე შეუწონასწორებლობის შესახებ [77].

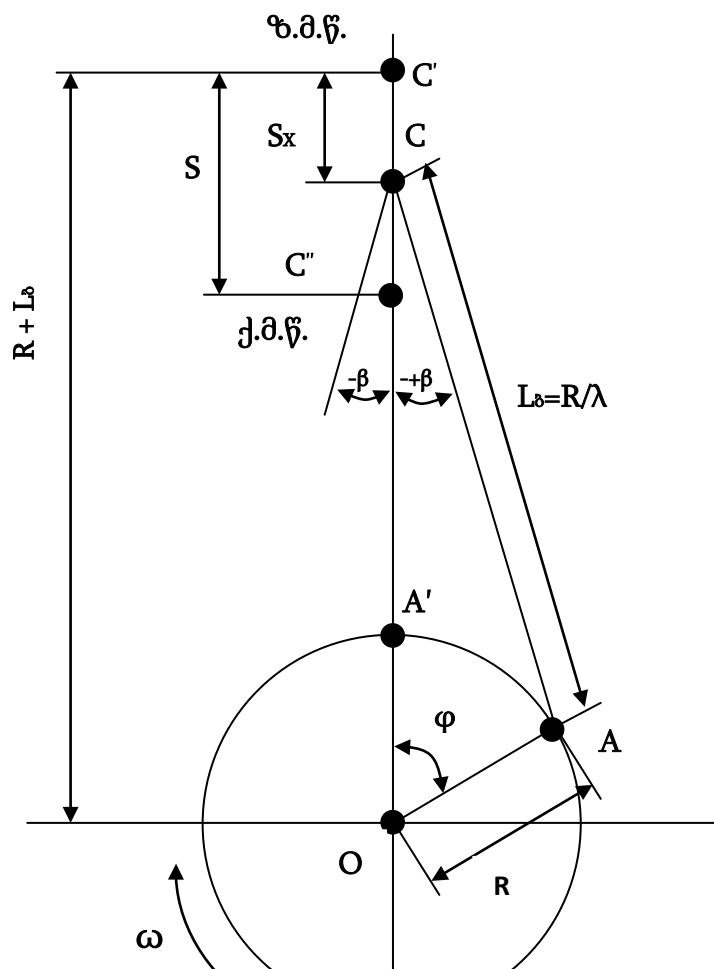
2.2.1. მრუდხარა-ბარბაცა მექანიზმის კინემატიკა

შიგაწვის ძრავის ვიბრაციის დონეზე გავლენას ახდენს პირველი და მეორე რიგის შეუწონასწორებელი ინერციის ძალები, ძრავის ამომყირავებელი მომენტი, აგრეთვე ძრავის მუხლა ლილვის გაუწონასწორებელი მბრუნავი მასებისაგან წარმოქმნილი დისბალანსი.

იმისათვის, რომ განისაზღვროს ძალები, რომლებიც წარმოიშვებიან ოთხცილინდრიან სატრანსპორტო ძრავში და გავლენას ახდენენ მის ვიბრაციაზე, საჭიროა ჩატარდეს ძრავის მრუდხარა ბარბაცა მექანიზმის კინემატიკური და დინამიკური გაანგარიშებები.

კინემატიკური ანგარიშის ძირითადი ამოცანაა დგუშის და ბარბაცას მოძრაობის კანონის დადგენა. ამასთან კინემატიკურ გათვლებში კეთდება დაშვება, რომ მუხლა ლილვი ბრუნავს მუდმივი კუთხური სიჩქარით ($\omega = \text{const}$). ეს კი გვაძლევს მექანიზმის ყველა კინემატიკური მახასიათებლის გათვლის საშუალებას მუხლა ლილვის მრუდხარას შემობრუნების კუთხეზე (φ), რომელიც $\omega = \text{const}$ პირობის შემთხვევაში დროის პროპორციულია, ანუ $\varphi = \omega t$, ანუ $\varphi = n\pi t$ (გრად. მუხლა ლილვის ბრუნვის), რადგანაც $\varphi = \pi n / 30$ (ბრ/წთ) და $\varphi = 180/\pi$ (გრად. მ.შ.კ).

ბარბაცა ასრულებს გადატანით მოძრაობას დგუშთან ერთად და რხევით მოძრაობას დგუშის თითის ირგვლივ. ბარბაცას გადახრის კუთხე (β) ცილინდრის ღერძიდან განისაზღვრება სამკუთხედ ACO - დან (ნახ.2.1.). სინუსების თეორემის საფუძველზე – ანგარიში მოიცავს ბარბაცას (გადახრის კუთხე β , რხევის კუთხური სიჩქარე $\omega_{\text{ბარ}}$, აჩქარება $j_{\text{ბარ}}$) და დგუშის (გადაადგილება $S_{\text{დგ}}$, სიჩქარე $W_{\text{დგ}}$, აჩქარება $J_{\text{დგ}}$) კინემატიკურ პარამეტრების განსაზღვრას.



ნახ.2.1. ცენტრალური მრუდხარა-ბარბაცა მექანიზმის სქემა

$$\sin \beta / \sin \varphi = R / L_{\text{ბარ}} = \lambda,$$

საიდანაც $\sin \beta = \lambda \sin \varphi$.

კუთხე β აითვლება "+" ნიშნით, თუ ბარბაცა გადაიხრება მრუდხარას მოძრაობის მიმართულებით და "-" ნიშნით, თუ გადაიხრება მრუდხარას ბრუნვის საწინააღმდეგოდ. ბარბაცას უდიდესი გადახრები $|\beta_{\max}| \leq 15 \div 17^\circ$ იქნება როდესაც მუხლა ლილვის მრუდხარას შემობრუნების კუთხე (φ) უტოლდება 90° და 270° .

S და $S_{\text{ღ}}$ – დგუმის სრული და მიმდინარე სვლაა; β – ცილინდრის ღერძიდან ბარბაცას გადახრის კუთხეა; φ – მუხლა ლილვის მრუდხარას შემობრუნების კუთხეა.

ბარბაცას რხევის კუთხური სიჩქარე ($\omega_{\text{ბარ}}$) და აჩქარება ($j_{\text{ბარ}}$) გამოითვლება ფორმულებით

$$\omega_{\text{ბარ}} = \frac{\omega \lambda \cos \varphi}{\sqrt{1 - \lambda \sin^2 \varphi}} \cong \omega \lambda \cos \varphi; j_{\text{ბარ}} = -\omega^2 \lambda \sin \varphi$$

ძრავის მუშაობის პროცესში დგუმი ასრულებს წინსვლთ-უკუსვლთ მოძრაობას, რომლის დახასიათების მიზნით გამოითვლება დგუმის გადაადგილება, სიჩქარე და აჩქარება. თუ დგუმის სვლა აითვლება მისი ზედა მკვდარ წერტილში ყოფნის მდგომარეობიდან, მაშინ ნახ.2.1-დან

$$S_{\text{დგ}} = C'O - CO = R + L_{\text{ბარ}} - CO$$

CO განისაზღვრება სამკუთხედ CAO -დან

$$CO = R \cos \varphi + L_{\text{ბარ}} \cos \beta$$

და შესაბამისად,

$$S_{\text{დგ}} = R + L_{\text{ბარ}} - R \cos \varphi + L_{\text{ბარ}} \cos \beta$$

ეს ზუსტი ფორმულა პრაქტიკული გამოთვლებისათვის მოუხერხებელია, რადგანაც დგუმის სვლა დამოკიდებულია ორ ცვლადზე φ – ზე და β -ზე. ამიტომ ხშირად სარგებლობენ მიახლოებითი ფორმულით, სადაც ნიუტონის ბინომის საფუძველზე ცვლადი β გამოსახულია φ – ს მიხედვით.

ამასთან: $\sin \beta / \sin \varphi = R / L_{\text{ბარ}} = \lambda$

$$\cos \beta = \sqrt{1 - \sin^2 \beta} = \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \varphi}$$

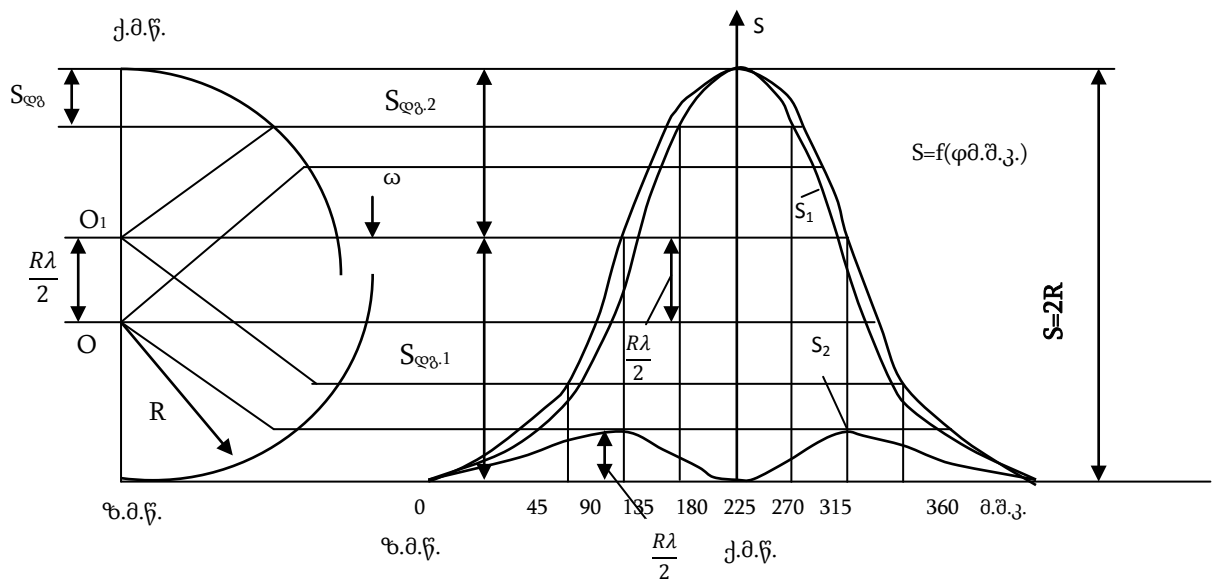
$S_{\text{დგ1}}$ – დგუმის გადაადგილება მრუდხარას 0 – დან 90° –მდე მობრუნების შემთხვევაში;

$S_{\text{დგ2}}$ – დგუმის გადაადგილება მრუდხარას 90 – დან 180° – მდე მობრუნების შემთხვევაში;

თუ მარჯვენა მხარეს დავშლით ნიუტონის ბინომის მიხედვით მივიღებთ

$$\cos \beta = (1 - \lambda^2 \sin^2 \varphi)^{1/2} = 1 - \lambda^2 \sin^2 \varphi / 2 - \lambda^4 \sin^4 \varphi / 8 - \dots;$$

$$\sin^2 \varphi = 1 - \cos 2\varphi / 2$$



ნახ.2.2. დგუმის გადაადგილების გრაფიკი

სიმცირის გამო თუ მხედველობაში არ მივიღებთ მეორეზე უფრო მაღალი რიგის ბინომის წევრებს, მაშინ

$$\cos \beta = 1 - \lambda^2 / 4 + (\lambda^2 / 4) \cos 2\varphi \text{ და}$$

$$CO = R \cos \varphi + L_{\text{ბარ}} [1 - \lambda^2 / 4 + (\lambda^2 / 4) \cos 2\varphi]$$

ან თუ გავითვალისწინებთ, რომ $R/L_{\text{ბარ}} = \lambda$ მივიღებთ

$$CO = R \cos \varphi + L_{\text{ბარ}} - R\lambda / 4 + (R\lambda / 4) \cos 2\varphi$$

თუ ჩავსვამთ CO –ს მიღებულ გამოსახულებას საწყის განტოლებას ვიპოვით

$$S_{\text{დგ}} = R + L_{\text{ბარ}} + CO = R + L_{\text{ბარ}} - R \cos \varphi - L_{\text{ბარ}} + R\lambda / 4 - R(\lambda / 4) + \cos 2\varphi$$

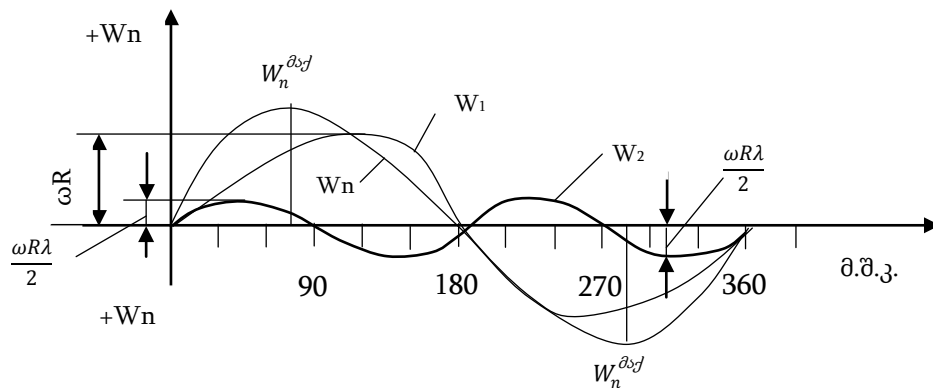
ან $S_{\text{დგ}} = R - R \cos \varphi + R\lambda / 4 - R(\lambda / 4) + \cos 2\varphi$

გარდაქმნის შედეგად დგუმის გადაადგილების საანგარიშო ფორმულას საბოლოოდ აქვს სახე

$$S_{ღვ} = R[(1 - \cos \varphi) + (\lambda/4)(1 - \cos 2\varphi)] \quad (2.2)$$

ფორმულიდან 2.2. ჩანს, რომ დგუმის გადაადგილება შესაძლოა წარმოვიდგინოთ როგორც ორი გადაადგილების ჯამი. ამასთან, $S_{ღვ1} = R(1 - \cos \varphi)$ – პირველი რიგის გადაადგილება განსხვავდება მეორე რიგის გადაადგილებისაგან $S_{ღვ2} = (R\lambda/4)(1 - \cos 2\varphi)$ (დგუმის მდგომარეობა არის მუხლა ლილვის $0 -$ დან $90^\circ -$ მდე და $90 -$ დან $180^\circ -$ მდე შემობრუნების შესაბამისი) სიდიდით $(R\lambda/4)$, რომელსაც უწოდებენ ფ. ბრიკსის შესწორებას.

ფ. ბრიკსის შესწორების ფიზიკური არსი იმაში მდგომარეობს, რომ ის ითვალისწინებს დგუმის უფრო მეტ გადაადგილებას მრუდხარას შემობრუნებისას წრის პირველ მეოთხედში ($\varphi = 0 - 90^\circ$), რომელშიდაც დგუმი გადის მისი სრული სვლის ნახევარზე უფრო გრძელ მანძილს მეორე მეოთხედში მრუდხარას მობრუნების შესაბამის გადაადგილებასთან შედარებით, ($\varphi = 90 - 180^\circ$), რომელშიდაც დგუმი გაის მისი სრული სვლის ნახევარზე ნაკლებ მანძილს.



ნახ.2.3. დგუმის სიჩქარის გრაფიკი

ნახაზზე 2.2. გამოსახულია დგუმის გადაადგილების მრუდები

$$S_{ღვ} = f(\varphi)$$

დგუმის გადაადგილების სიდიდე განისაზღვრება (2.2) გამოსახულების მიხედვით.

დგუმის სიჩქარე ($W_{ღვ}$) განისაზღვრება (2.2) ფორმულის დროის მიხედვით დიფერენცირებით მიღებული გამოსახულებით. რადგანაც მრუდხარას კუთხური სიჩქარე $\omega = d\varphi/dt$, მაშინ

$$W_{ღვ} = \omega R(\sin \varphi + (\lambda/2) \sin 2\varphi) \quad (2.3)$$

ფორმულიდან (2.3) და ნახაზიდან (2.3) ჩანს, რომ დგუმის სიჩქარე ფ.მ.წ.–ში როდესაც $\varphi = 0$ და $\varphi = 180^\circ$ ტოლია ნულის, ხოლო მუხლა ლილვის პროდხარას $90^\circ -$ ზე

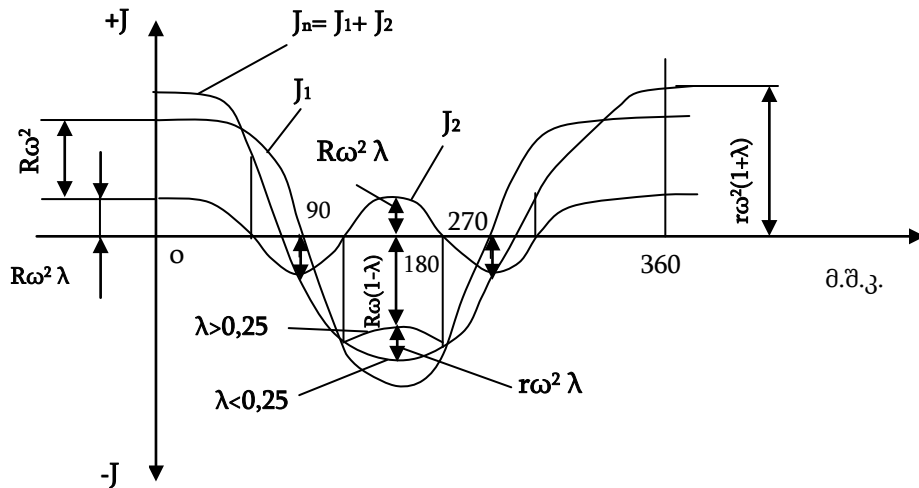
და 270° – ზე შემობრუნებისას დგუმის სიჩქარე შესაბამისად იქნება $W_{\text{დგ}} = \omega R$ და $W_{\text{დგ}} = -\omega R$, ანუ ამ წერტილებში დგუმის სიჩქარის აბსოლუტური მნიშვნელობები ტოლია მუხლა ლილვის საბარბაცე ყელის ღერძის წრიული სიჩქარის.

პრაქტიკული გათვლებისათვის ხშირად იყენებენ დგუმის საშუალო სიჩქარეს

$$W_{\text{დგ,საშ}} = 2\omega R/\pi$$

ოთხცილინდრიანი მსუბუქი სატრანსპორტო ძრავებისათვის დგუმის საშუალო სიჩქარე $W_{\text{დგ,საშ}} = 11 \div 13$ მ/წმ.

დგუმის აჩქარება ($J_{\text{დგ}}$) განისაზღვრება დგუმის სიჩქარის გამოსახულების დიფერენცირებით დროის მიხედვით



ნახ.2.4. დგუმის აჩქარების გრაფიკი

საბოლოოდ დგუმის აჩქარება შესაძლოა გამოითვალოს ფორმულით:

$$J_{\text{დგ}} = R\omega^2(\cos \varphi + \lambda \cos 2\varphi) \tag{2.4}$$

(2.3) და (2.4) ფორმულების ანალიზი აჩვენებს, რომ დგუმის სიჩქარე და აჩქარება შეიძლება წარმოდგეს ორი მდგენელის სახით. მათგან პირველი გამოსახავს დგუმის სიჩქარეს და აჩქარებას უსასრულოდ გრძელი ბარბაცას შემთხვევაში, ხოლო მეორე – დგუმის სიჩქარის და აჩქარების შესწორებას ბარბაცას სასრულ სიგრძეზე. ამ მდგენელების გრაფიკული გამოსახულება მოცემულია ნახაზებზე (2.3) და (2.4).

დგუმის აჩქარების გრაფიკებიდან ჩანს, რომ ის აღწევს თავის მაქსიმალურ დადებით მნიშვნელობას როდესაც $\varphi = 0$ (360°), ანუ $J_{\text{დგ, max}} = R\omega^2(1 + \lambda)$. დგუმის მაქსიმალური უარყოფითი აჩქარება კი გვაქვს წერტილში $\varphi = 180^\circ$. ამასთან, ქვედა

მკვდარ წერტილთან ახლოს, როდესაც $\lambda \leq 0,25$ აჩქარების მრუდი ამობურცულია (ნახ.2.4) და აჩქარებას აქვს ერთი, ყველაზე დიდი უარყოფითი მნიშვნელობა

$J_{დგ.მქს} = -R\omega^2(1 + \lambda)$. ხოლო როდესაც $\lambda > 0,25$ წერტილში $\varphi = \arccos(-1/4\lambda)$ მრუდს აქვს ჩაზნექილი ფორმა ღერძის მხარეს და აჩქარება ორჯერ აღწევს თავის მაქსიმალურ უარყოფით მნიშვნელობას ანუ

$$J_{დგ.მქს} = -R\omega^2[\lambda + 1/(8\lambda)]$$

2.2.2. მრუდხარა-ბარბაცა მექანიზმის დინამიკა

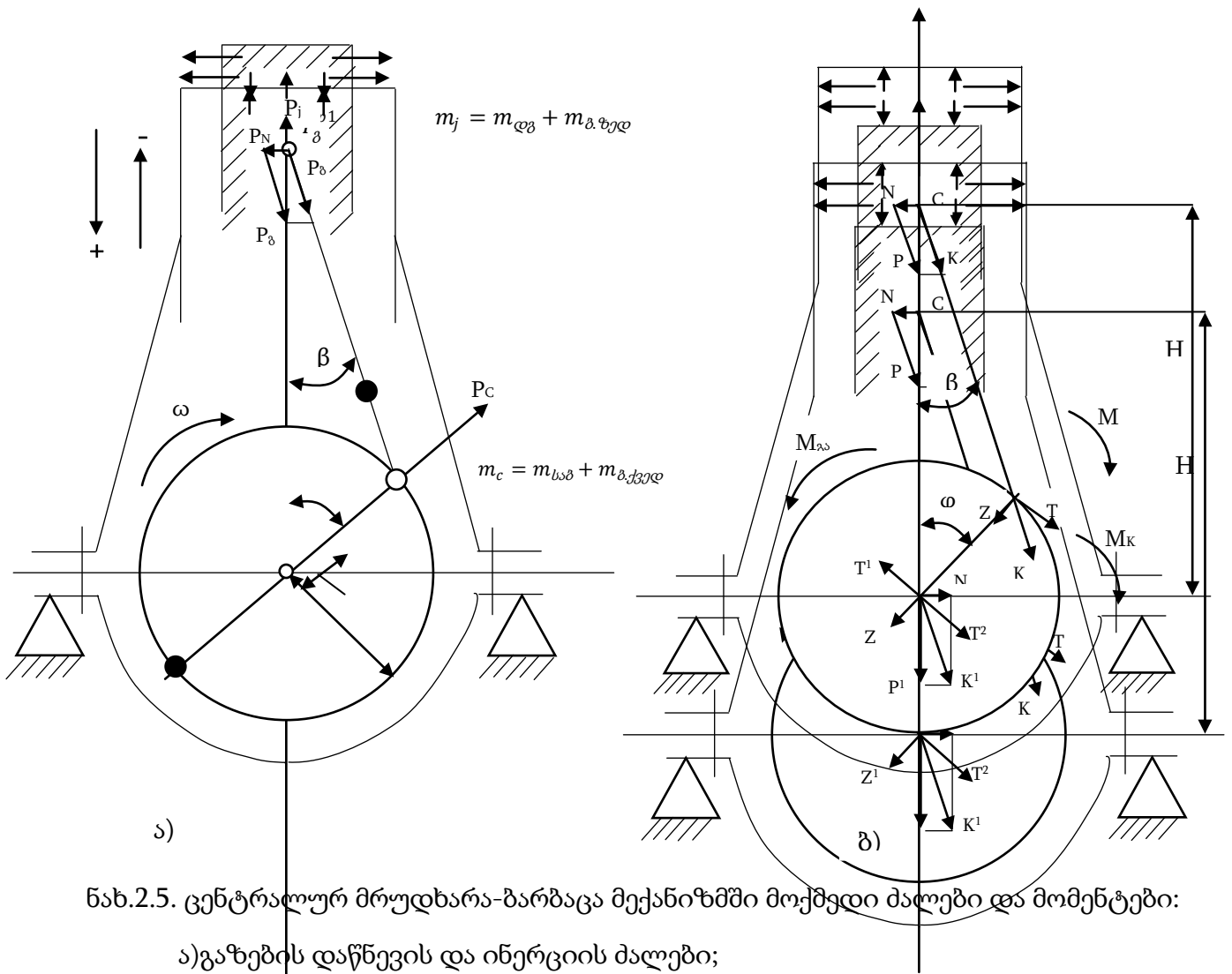
სატრანსპორტო შიგაწვის ძრავის მუშაობის პროცესში მრუდხარა-ბარბაცა მექანიზმის დეტალები განიცდიან ცილინდრში წარმოქმნილი ნამწვი გაზების დაწნევას, მოძრაობი დეტალების მასების ინერციის ძალების ზემოქმედებას, შეხებაში მყოფი მოძრაობი დეტალების ხახუნის ძალების და სიმძიმის ძალების გავლენას.

ხახუნის ძალების განსაზღვრა საკმაოდ რთულია, ამიტომ მათ გავლენას ითვალისწინებენ ძრავის მექანიკური მარგი ქმედების კოეფიციენტის საშუალებით, ხოლო მრუდხარა-ბარბაცა მექანიზმის დეტალების გაანგარიშების შემთხვევაში ხახუნის ძალებს უგულებელყოფენ.

ამრიგად, მრუდხარა-ბარბაცა მექანიზმის დეტალების გაანგარიშების დროს ძირითად ძალებს ნამწვი გაზების დაწნევის შედეგად წარმოქმნილი ძალები და მოძრაობი მასების ინერციის ძალები წარმოადგენენ.

გაზების და წნევის ძალები დამოკიდებული არიან მუშა ციკლის მიმდინარეობაზე, რომელიც იცვლება რთული კანონის მიხედვით და არ ექვემდებარება ზუსტ მათემატიკურ აღწერას. ამიტომ გაზების და წნევის ძალებს საზღვრავენ საანგარიშო და ექსპერიმენტალური მეთოდებით მიღებული ინდიკატორული დიაგრამების საშუალებით. ინერციის ძალების სიდიდე დამოკიდებულია ცვლადი სიჩქარით და აჩქარებით მოძრაობი დეტალების მასებზე. ასე მაგალითად, ოთხცილინდრიანი მსუბუქი სატრანსპორტო ძრავებისათვის დგუშის საშუალო სიჩქარე უდრის 16 მ/წმ - ს. ასეთ ძრავებში ინერციის ძალები აღწევენ მაღალ მნიშვნელობებს. მოძრაობი მასების ინერციის ძალებს ყოფენ წინსვლით-უკუსვლით მოძრაობი მასების ინერციის ძალებად P_j , რომლებიც მოქმედებენ ცილინდრის ღერძის გასწვრივ, და მბრუნავი მასების ინერციის ძალებად P_s , რომლებსაც ცენტრიდანულ ძალებს უწოდებენ.

ინერციის ძალები (P_j) დგუშის თითიდან გადაეცემიან მუხლა ლილვის საკისრებს, ძრავის კორპუსს და იწვევენ ვიბრაციებს ცილინდრების ღერძის მიმართულებით, ხოლო მბრულავი მასების ინერციის ძალები (P_s) მოქმედებენ მიხლა ლილვის მრუდხარას ბრუნვის სიბრტყეში და ასევე იწვევენ ძრავის ვიბრაციებს და დამატებით ხმაურს. მრავალცილინდრიან ძრავებში ინერციის და ცენტრიდანული ძალების



ნახ.2.5. ცენტრალურ მრუდხარა-ბარბაცა მექანიზმში მოქმედი ძალები და მომენტები:

- ა) გაზების დაწნევის და ინერციის ძალები;
- ბ) მუხლა ლილვის რგოლებში და საკისრებზე მოქმედი კამური ძალები.

მხრიდან წარმოიქმნებიან მომენტები, რომლებიც გადაეცემიან ძრავის საყრდენებს და სატრანსპორტო საშუალების კორპუსს. ამ მომენტების შეწონასწორების ან შემცირებისადმი გატარებული ღონისძიებები კი იწვევენ მუხლა ლილვის და ძრავის კორპუსის დამატებით დატვირთვას.

შიგაწვის ძრავში შექმნილი ეფექტური მაბრუნე მომენტი ტრანსმისიის საშუალებით გადაეცემა ენერჯის მომხმარებელს, მაგრამ ამ დროს წარმოიქმნება სიდიდით ეფექტური მაბრუნე მომენტის ტოლი და მიმართულებით საწინააღმდეგო რეაქტიული მომენტი, რომელიც მოქმედებს კორპუსზე მუხლა ლილვის მართობულ სიბრტყეში და იწვევს მის რხევებს.

საწვავის წვის გამო ძრავის ცილინდრში წარმოიშვება ნამწვი გაზები, რომელთა გაფართოების შედეგად მიღებული დაწნევა გადაეცემა დგუმს, ცილინდრის კედლებსა და სახურავს. გათვლების გამარტივებისათვის დაწნევით წარმოშობილ ძალებს ცვლიან ერთი ძალით. გაზების დაწნევის ძალა P_g (ნახ.2.5) მოქმედებს დგუმზე, მიმართულია ცილინდრის ღერძის გასწვრივ, გადაეცემა მუხლა ლილვს და ამ უკანასკნელიდან – ძრავის კარტერს. მეორე ძალა P_g' მოქმედებს ცილინდრის სახურავზე, მნიშვნელობით ტოლია P_g , მიმართულია მის საწინააღმდეგოდ და ცილინდრის სახურავის სარკების მეშვეობით აგრეთვე გადაეცემა ძრავის კარტერს. ამრიგად, ეს ძალები ერთმანეთს აწონასწორებენ და ძრავის საყრდენებზე არ მოქმედებენ, ამიტომ მათი გათვლების ჩატარება აუცილებელი არ არის. გაზების დაწნევის გარე ძალები ძრავში გამოვლინდება მაბრუნე M_e და გადამყირავებელი $M_{g.a}$ მომენტების სახით.

ცილინდრში გაზების წნევის ცვლილების კანონი მუხლა ლილვის მობრუნების კუთხეზე დამოკიდებულებით $P_g = f(\varphi)$ აიღება ინდიკატორული დიაგრამის მიხედვით, რომელიც აიგება ექსპერიმენტების საფუძველზე ან ძრავის თბური გაანგარიშების მიხედვით.

რადგანაც კარტერის შიგა არედან დგუმზე მოქმედებს ატმოსფერული წნევა, მაშინ მის ზედაპირზე მოქმედი გაზების ჭარბი წნევა გამოითვლება დამოკიდებულებით

$$P_{g.a} = P_g - P_0$$

სადაც P_g – ცილინდრში გაზების მიმდინარე აბსოლუტური წნევას (განისაზღვრება ინდიკატორული დიაგრამიდან), მპა;

P_0 – გარემოს წნევას (ნორმალურ პირობებში აიღება 0,1 მპა – ს ტოლი).

მაშინ დგუმზე გაზების წნევისაგან გამოწვეული ძალა

$$P_g' P_{g.a} F_{დგ} = P_{g.a} 0.785 D^2$$

სადაც $F_{დგ}$ – დგუმის ფართობია, (მ²); D – ცილინდრის დიამეტრია (მ).

ცენტრალურ მრუდხარა ბარბაცა მექანიზმში მოქმედი ინერციის ძალები

მრუდხარა ბარბაცა მექანიზმში გადატანით მოძრაობას ასრულებს დგუშის კომპლექტი (დგუში, დგუშის თითი, დგუშის რგოლები, ბარბაცას ზედა თავი), ბრუნვით – მუხლა ლილვის მრუდხარა და ბარბაცას ქვედა თავი, ხოლო რთულ ბრტყელპარალელურ მოძრაობას კი ასრულებს ბარბაცას ღერო. ამ დეტალების მასები მოძრაობის დროს წარმოქმნიან ინერციის ძალებს, რომლებიც ქმნიან დამატებით დატვირთვებს და მათი გათვალისწინება აუცილებელია გათვლების დროს.

გათვლების გამარტივების მიზნით ნამდვილ მრუდხარა – ბარბაცა მექანიზმს ცვლიან მისი დინამიკური მოდელით. სადაც დეტალების მასებს აიგივებენ პირობითი მასების სისტემასთან, რომლებიც დაყვანილი არიან მექანიზმის იმ გარკვეულ წერტილებზე რომელთა მოძრაობის კანონები წინასწარაა ცნობილი.

დგუშის კომპლექტის მასას ($m_{დგ}$) პირობითად თვლიან შეყურსულდ დგუშის თითის ღერძზე C წერტილში (ნახ.2.5ა). აქვეა შეყურსული ბარბაცას მასის ნაწილი ($m_{ბ.წ}$).

მუხლა ლილვის საბარბაცე ყელის ღერძზე A წერტილში შეყურსულია ბარბაცას ქვედა ნაწლის მასა ($m_{ბ.ქ}$), საბარბაცე ყელის მასა ($m_{საბ.ყ}$) და მრუდხარას ორი ლოყის შუა ნაწილების მასების ($m_{ლ}$) ნაწილი, რომელთა სიმძიმის ცენტრი იმყოფება ρ რადიუსზე.

მუხლა ლილვის მრუდხარას ძირითადი ყელის ღერძზე მდებარე O წერტილში შეყურსულია ძირითადი ყელის მასა ($m_{ყ}$) და ლილვის ლოყების მასის ნაწილი; ისინი განლაგებული არიან სიმეტრიულად ბრუნვის ღერძის მიმართ, ამიტომ ითვლებიან შეწონასწორებულად და გათვლების დროს არ ითვალისწინებენ.

ჯამში მივიღებთ შეყურსული ძალების სისტემას, რომელიც დინამიკურად იქნება შიგაწვის ძრავის მრუდხარა-ბარბაცა მექანიზმის ექვივალენტური:

მასა, რომელიც ასრულებს წინსვლით-უკუსვლით გადატანით მოძრაობას თავმოყრილია C წერტილში და ტოლია

$$m_j = m_{დგ} + m_{ბ.წ}$$

სადაც $m_{დგ}$ - დგუშის, დგუშის თითის და დგუშის რგოლების დაყვანილი მასების ჯამია;

$m_{ბ.წ}$ - ბარბაცას ზედა თავის დაყვანილი მასაა.

- მბრუნავი მასა თავმოყრილია A წერტილში და ტოლია

$$m_s = m_{საბ} + m_{ბ,ჯ} = m_{საბ,გ} + 2m_{ლ\rho}/R + m_{ბ,ჯ} \quad (2.5)$$

სადაც $m_{საბ}$ - ბარბაცას მთლიანი მასაა;

$m_{საბ,გ}$ - საბარბაცე ყელის მასაა;

$m_{ლ}$ - მუხლა ლილვის მრუდხარას ლოყის მასაა;

$m_{ბ,ჯ}$ - ბარბაცას ქვედა ბოლოს მასაა;

ρ - მუხლა ლილვის მრუდხარას ლოყების ბრუნვის რადიუსია;

R - მრუდხარას ბრუნვის რადიუსია.

ამრიგად, დაყვანილი მასების და მათი აჩქარებების გათვალისწინებით მრუდხარა-ბარბაცა მექანიზმში მოქმედებენ ორი სახის ინერციის ძალები:

- წინსვლით-უკუსვლით გადატანით მოძრაობაში მყოფი მასების ინერციის ძალები:

$$P_j = -m_j J_n \quad (2.6)$$

- მბრუნავი მასებით წარმოქმნილი ცენტრიდანული ინერციის ძალები:

$$P_s = -m_s R \omega^2 \quad (2.7)$$

თუ (2.6) განტოლებაში ჩავსვავთ (2.3) ფორმულის მიხედვით გამოთვლილ J_n აჩქარების მნიშვნელობას მივიღებთ:

$$P_j = m_j R \omega^2 (\cos \varphi + \lambda \cos 2\varphi)$$

ანალიზის გამარტივების მიზნით ინერციის ძალას შლიან ორ ძალად :

პირველი რიგის ინერციის ძალად:

$$P_{j1} = -m_j R \omega^2 \cos \varphi \quad (2.8)$$

და მეორე რიგის ინერციის ძალად:

$$P_{j2} = -m_j R \omega^2 \lambda \cos 2\varphi \quad (2.9)$$

ძალა P_{j1} იცვლება კოსინუსოიდის კანონის მიხედვით, ხოლო ძალა P_{j2} - ორმაგი კუთხის კოსინუსის კანონის მიხედვით. P_{j1} ძალის ცვლილების პერიოდი შეადგენს მუხლა ლილვის ერთ ბრუნს (მ.ლ.შ-ის 360°), ხოლო P_{j2} ძალის ცვლილების პერიოდი - ნახევარი ბრუნია (მ.ლ.შ-ის 180°).

მეორე რიგის ინერციის ძალების აბსოლუტური მნიშვნელობები $3,5 \div 4,5$ - ჯერ ნაკლებია პირველი რიგის ინერციის ძალებზე, რადგანაც განტოლებაში (2.9) შედის სიდიდე $\lambda = R/L_{ბარ} = (1/3,5 \div 1/4,5)$.

ნიშანი „-“ განტოლებებში (2.5) ... (2.8) გვიჩვენებს, რომ ინერციის ძალების მოქმედება მიმართულია აჩქარების საწინააღმდეგოდ. ინერციის ძალა P_I მოქმედებს ცილინდრის ღერძის გასწვრივ, ისევე როგორც ნამწვი გაზების დაწნევის ძალა და დადებითია თუ ის მიმართულია მუხლა ლილვის ღერძისაკენ, და უარყოფითია საწინააღმდეგო მიმართულების შემთხვევაში.

ძრავის დამყარებულ რეჟიმზე მუშაობისას ინერციის ცენტრიდანული ძალის მნიშვნელობა ყოველთვის მუდმივია (რადგანაც $\omega = \text{const}$), მოქმედებს მრუდხარას რადიუსის გასწვრივ და ყოველთვის დადებითია, რადგანაც მიმართულია მუხლა ლილვის ბრუნვის სივრციდან გარეთ.

2.2.3. მბრუნავი მასებისაგან გამოწვეული დისბალანსის და ინერციის ძალების გამოთვლა ერთრიგა განლაგების შიგაწვის ძრავის მრუდხარა-ბარბაცა მექანიზმში

მრუდხარაში აღძრული დისბალანსები და ძალები იწვევენ დაუბალანსებელი ძალების წარმოქმნას მუხლა ლილვის შკივის და მქნევარას სიბრტყეებში.

შკივის სიბრტყეში მბრუნავი მასებისაგან წარმოქმნილი დისბალანსი შეიძლება გამოითვალოს შემდეგი ფორმულებით:

$$D_{\theta 1} = -L^{-1}(Rm_{s1}L_1 - R_n m_{n1}L_{n1} - R_n m_{n2}L_{n2}) \cos \varphi \quad (2.10)$$

$$D_{\theta 2} = -L^{-1}[Rm_{s2}(L_1 + L_2) - R_n m_{n3}(L_{n1} + L_2) - R_n m_{n4}(L_{n2} + L_2)] \cos(\varphi + 180) \quad (2.11)$$

$$D_{\theta 3} = -L^{-1}[Rm_{s3}(L_1 + 2L_2) - R_n m_{n5}(L_{n1} + 2L_2) - R_n m_{n6}(L_{n2} + 2L_2)] \cos(\varphi + 180) \quad (2.12)$$

$$D_{\theta 4} = -L^{-1}[Rm_{s4}(L_1 + 3L_2) - R_n m_{n7}(L_{n1} + 3L_2) - R_n m_{n8}(L_{n2} + 3L_2)] \cos \varphi \quad (2.13)$$

$$D_{\theta} = \sum_1^4 D_{\theta i} \quad (2.14)$$

სადაც D_{θ} - მუხლა ლილვის მბრუნავი მასებისაგან შკივის სიბრტყეში წარმოქმნილი ჯამური დისბალანსია;

$D_{\theta i}$ - შკივის სიბრტყეში i -ური მრუდხარას მბრუნავი მასისაგან წარმოქმნილი დისბალანსია;

m_{ni} - მუხლა ლილვის i -ური წონწინალის მასაა.

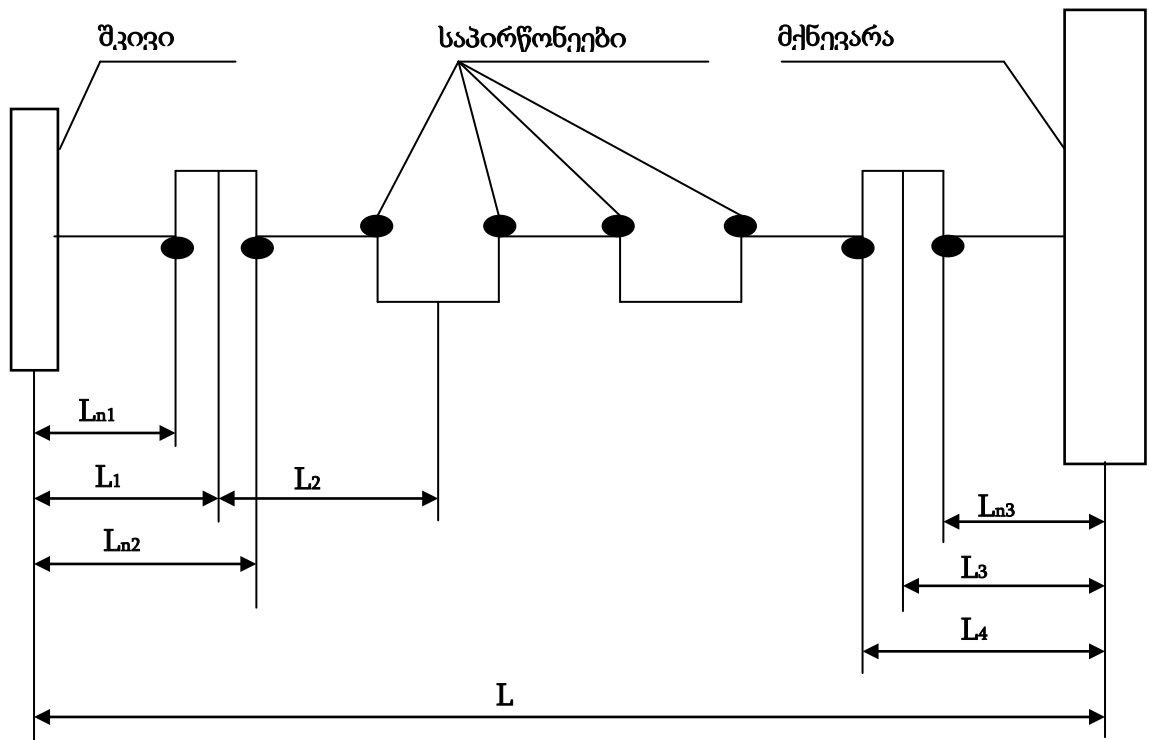
$$D_{\partial j1} = -L^{-1}[(Rm_{s1}(L_3 + 3L_2) - R_n m_{n1}(L_{n3} + 3L_3) - R_n m_{n2}(L_{n4} + 3L_4)] \cos \varphi \quad (2.15)$$

$$D_{\partial j2} = -L^{-1}[Rm_{s2}(L_1 + 2L_3) - R_n m_{n3}(L_{n3} + 2L_3) - R_n m_{n4}(L_{n4} + 2L_4)] \cos(\varphi + 180) \quad (2.16)$$

$$D_{\partial j3} = -L^{-1}[Rm_{s3}(L_1 + L_2) - R_n m_{n5}(L_{n3} + L_3) - R_n m_{n6}(L_{n4} + L_4)] \cos(\varphi + 180) \quad (2.17)$$

$$D_{\partial j4} = -L^{-1}(Rm_{s1}L_3 - R_n m_{n7}L_{n3} - R_n m_{n8}L_{n4}) \cos \varphi \quad (2.18)$$

$$D_{\partial j} = \sum_1^4 D_{\partial j i} \quad (2.19);$$



ნახ.2.6. მუხლა ლილვის სქემა და ზომები

სადაც $D_{\partial j}$ – მუხლა ლილვის მბრუნავი მასებისაგან მქნევარას სიბრტყეში წარმოქმნილი ჯამური დისბალანსია;

$D_{\partial j i}$ – მქნევარას სიბრტყეში i -ური მრუდხარას მბრუნავი მასისაგან წარმოქმნილი დისბალანსია;

შკივის სიბრტყეში მუხლა ლილვის მბრუნავი მასებისაგან წარმოშობილი ინერციის ძალები შეიძლება გამოითვალოს ფორმულით

$$P_{S\vartheta_j} = D_{\vartheta_j} \omega^2 \quad (2.20)$$

მქნევარას სიბრტყეში მუხლა ლილვის მბრუნავი მასებისაგან წარმოშობილი ინერციის ძალები შეიძლება გამოითვალოს ფორმულით

$$P_{S\vartheta_j} = D_{\vartheta_j} \omega^2 \quad (2.21)$$

შკივის სიბრტყეში მასების წინსვლით-უკუსვლითი მოძრაობით წარმოქმნილი პირველი რიგის ინერციის ძალები შეიძლება გამოითვალოს ფორმულებით:

$$P_{j1\vartheta_j}^1 = -m_{j1} R \omega^2 \cos \varphi L_1 L^{-1} \quad (2.22)$$

$$P_{j2\vartheta_j}^1 = -m_{j2} R \omega^2 \cos(180 + \varphi) (L_1 + L_2) L^{-1} \quad (2.23)$$

$$P_{j3\vartheta_j}^1 = -m_{j3} R \omega^2 \cos(180 + \varphi) (L_1 + 2L_2) L^{-1} \quad (2.24)$$

$$P_{j4\vartheta_j}^1 = -m_{j4} R \omega^2 \cos \varphi (L_1 + 3L_2) L^{-1} \quad (2.25)$$

$$P_{j\vartheta_j}^1 = \sum_1^4 P_{ji\vartheta_j}^1 \quad (2.26)$$

სადაც m_{i-1} - i -ური დეგუმის მასაა, რომელიც ასრულებს წინსვლით-უკუსვლით მოძრაობას.

მქნევარას სიბრტყეში მასების წინსვლით-უკუსვლითი მოძრაობით წარმოქმნილი პირველი რიგის ინერციის ძალები შეიძლება გამოითვალოს ფორმულებით:

$$P_{j1\vartheta}^1 = -m_{j1} R \omega^2 \cos \varphi L_3 L^{-1} \quad (2.27)$$

$$P_{j2\vartheta}^1 = -m_{j2} R \omega^2 \cos(180 + \varphi) (L_3 + L_2) L^{-1} \quad (2.28)$$

$$P_{j3\vartheta}^1 = -m_{j3} R \omega^2 \cos(180 + \varphi) (L_3 + 2L_2) L^{-1} \quad (2.29)$$

$$P_{j4\vartheta}^1 = -m_{j4} R \omega^2 \cos \varphi (L_3 + 3L_2) L^{-1} \quad (2.30)$$

$$P_{j\vartheta}^1 = \sum_1^4 P_{ji\vartheta}^1 \quad (2.31)$$

შკივის სიბრტყეში მასების წინსვლით-უკუსვლითი მოძრაობით წარმოქმნილი მეორე რიგის ინერციის ძალები შეიძლება გამოითვალოს ფორმულებით:

$$P_{j1\vartheta_j}^2 = -m_j R \omega^2 \lambda \cos 2\varphi L_1 L^{-1} \quad (2.32)$$

$$P_{j2\vartheta_j}^2 = -m_j R \omega^2 \lambda \cos(2\varphi + 180) (L_1 + L_2) L^{-1} \quad (2.33)$$

$$P_{j3\vartheta_j}^2 = -m_j R \omega^2 \lambda \cos(2\varphi + 180) (L_1 + 2L_2) L^{-1} \quad (2.34)$$

$$P_{j4\vartheta_j}^2 = -m_j R \omega^2 \lambda \cos 2\varphi (L_1 + 3L_2) L^{-1} \quad (2.35)$$

$$P_{j\theta_3}^2 = \sum_1^4 P_{j\theta_3 i}^1 \quad (2.36)$$

მქნევარასსიბრტყეში მასების წინსვლით-უკუსვლითი მოძრაობით წარმოქმნილი მეორე რიგის ინერციის ძალები შეიძლება გამოითვალოს ფორმულებით:

$$P_{j1\theta}^2 = -m_{j1} R \omega^2 \lambda \cos 2\varphi L_3 L^{-1} \quad (2.37)$$

$$P_{j2\theta}^2 = -m_j R \omega^2 \lambda \cos(2\varphi + 180) (L_3 + L_2) L^{-1} \quad (2.38)$$

$$P_{j3\theta}^2 = -m_j R \omega^2 \lambda \cos(2\varphi + 180) (L_3 + 2L_2) L^{-1} \quad (2.39)$$

$$P_{j4\theta}^2 = -m_j R \omega^2 \lambda \cos 2\varphi (L_3 + 3L_2) L^{-1} \quad (2.40)$$

2.3. ოთხტაქტიანი კარბურატორიანი ერთრიგა შიგაწვის ძრავის დინამიკური მოდელი

ზემოთ განხილული იყო საყრდენებზე ძრავის რხევების გამომწვევი აღმგზნები ზემოქმედებები იმ მოსაზრებებით, რომ ძრავის ყველა ცილინდრში მუშა პროცესი მიმდინარეობს თანაბრად და მრუდხარა ბარბაცა მექანიზმის დეტალების ყველა ზომები ზუსტად შეესაბამებიან ნომინალურ საპროექტო მონაცემებს, რამეთუ ისინი განსაზღვრავენ ინერციის ძალების სიდიდეებს. სინამდვილეში ყველა ეს მოსაზრება სრულდება მიახლოებით. პრაქტიკულად გარდაუვალია ძრავის დეტალების ზომების საპროექტო სიზუსტით დამზადება, რაც იწვევს სხვადასხვა ცილინდრების მრუდხარა-ბარბაცა მექანიზმების წინსვლით-უკუსვლით მოძრაობას და მბრუნავი დეტალების ინერციის ძალების საანგარიშო მნიშვნელობების ცვლილებებს; სხვადასხვა ცილინდრებში მიმდინარე ინდიკატორული პროცესების არაიდენტურობას; ძრავის ნომინალურად, არასრულად შეწონასწორებული მბრუნავი დეტალების დისბალანსს; ამახინჯებენ შემფოთებების თეორიულ სპექტრს. მეტად მნიშვნელოვანია ის ფაქტი, რომ ამ დამახინჯების გამო სპექტრში მთავარ ჰარმონიკებთან ერთად შეიძლება გაჩნდნენ სხვებიც, ეგრეთწოდებული მინორული ჰარმონიკები. მუშა პროცესების არათანაბრობა სხვადასხვა ცილინდრებში წარმოქმნის განსხვავებული სიდიდის ინდიკატორულ სიმძლავრეებს. შესაბამისად არ დაემთხვევიან სხვადასხვა

ცილინდრებში წარმოქმნილი მაბრუნე მომენტების ფურიეს მწკრივებად დაშლის კოეფიციენტები და მინორული ჰარმონიკების მდგენელების შეჯამებისას ისინი სრულად ვერ გააბათილებენ (ჩაახშობენ) ერთმანეთს [30].

მუშა პროცესების განსხვავებული მიმდინარეობა განსაკუთრებით მკვეთრად ჩანს ავარიულ სიტუაციებში: მაგალითად, ძრავის რომელიმე ცილინდრის მუშა პროცესიდან ამორთვის შემთხვევაში.

ძრავის ცალკეული ცილინდრების მრუდხარა-ბარბაცა მექანიზმის ერთგვაროვანი დეტალების განსხვავებული ზომები და მასები იწვევენ ცვლილებებს ინერციული დატვირთვების სპექტრში. კერძოდ ისინი წარმოქმნიან გადატანით მოძრაობაში მყოფი მასების პირველი და მეორე რიგის ინერციის გაუწონასწორებელ ძალებს ისეთ ძრავებში, სადაც შემფოთების ეს ჰარმონიკები თეორიულად ნულის ტოლი უნდა იყვნენ [30].

ძრავის რხევების აღმგზნები საკმაოდ საშიში წყარო – მბრუნავი მასების ნარჩენი შეუწონასწორებლობაა (დისბალანსია). მრუდხარა-ბარბაცა მექანიზმის დეტალების, მქნევარას, ვენტილიატორის შკივის, გამანაწილებელი ლილვის კბილანების და სხვა მბრუნავი დეტალების არაზუსტი დამზადების გარდა, მნიშვნელოვანი დისბალანსი წარმოიშვება ძრავის ექსპლუატაციის პროცესშიდაც.

დისბალანსის დროს ცენტრიდანული ძალებისაგან შემფოთებების წარმოქმნის საშიშროება განპირობებულია მათი დაბალი სიხშირით; მუხლანა ლილვის ან გადაბმულობის დისბალანსი შემფოთების სპექტრში იწვევს $n/60$ სიხშირის ჰარმონიკების გამოჩენას, ხოლო გამანაწილებელი ლილვის კბილანების დისბალანსი კი $(0,5 \cdot n/60)$ სიხშირისას. ამიტომ, ამ შემფოთებებით გამოწვეული რეზონანსები ხვდებიან ძრავის სიჩქარითი რეჟიმების მუშა დიაპაზონში და და ახლოს არიან მის ქვედა ზღვართან. აქედან გამომდინარე, არსებობენ ძრავის მუშაობის რეჟიმები, რომლებზედაც, რხევითი დაწოლის გადაცემის კოეფიციენტი ძრავიდან სატრანსპორტო საშუალების ჩარჩოზე აღმოჩნდება საკმაოდ დიდი. ამასთან უნდა გავითვალისწინოთ, რომ ჩარჩოზე ძრავის ვიბრაციის გადაცემის ხარისხზე მნიშვნელოვან გავლენას ახდენს ძრავის საყრდენი სისტემა.

მეორე მიზეზი, რაც აძლიერებს დისბალანსის მავნე ზემოქმედებას, იმაში მდგომარეობს, რომ ცენტრიდანული ძალების მოქმედების ხაზის მიმართულება

მუდმივად იცვლება, ამიტომ დისბალანსით გამოწვეულ შეშფოთებას აქვს მდგენელები ძალურ აგრეგატთან დაკავშირებული კოორდინატთა ყველა ღერძის მიმართ [30].

იმისათვის, რომ გამოირიცხოს მინორული ჰარმონიკების გავლენა, გათვლების და ლაბორატორიული ექსპერიმენტების ჩატარების დროს, რეალურ ობიექტებზე დინამიკური პროცესების გამოკვლევები მოითხოვს ამ ობიექტების შეცვლას გამარტივებული მოდელით, რომელშიდაც შენარჩუნებული იქნება ობიექტის მხოლოდ ის თვისებები, რომლებიც ყველაზე მეტად სახავს მოცემული კვლევების ადექვატურობას, ხოლო ყველა სხვა თვისება შეიძლება უგულველყოფილი იყვეს [33,40]

სატრანსპორტო საშუალების ძალური აგრეგატის (ძრავი - გადაბმულობის ქურო - გადაცემათა კოლოფი - უკანა წამყვანი ხიდი) ვიბრაციის ფიზიკური ბუნება სხვადასხვა სიხშირეებზე სხვადასხვაგვარია. უფრო მაღალ სიხშირეებზე, როდესაც რხევის ტალღის სიგრძე კონსტრუქციის ზომების თანაზომადია, ან მათზე ნაკლებია, ძალური აგრეგატი წარმოდგება დეფორმირებად სხეულად, რადგანაც შეუძლებელია არ გავითვალისწინოთ აგრეგატებსშორისი შეერთებების სასრული სიხისტეები. რხევების დაბალ დიაპაზონში კი (100 ჰერცამდე) ძალური აგრეგატი შესაძლებელია განვიხილოთ როგორც აბსოლუტურად მყარი სხეული, რომელიც დამაგრებულია აბსოლუტურად მყარ საფუძველზე დრეკადი საყრდენებით (წინა და უკანა თვლების საბურავები, სატრანსპორტო საშუალების დაკიდების ამორტიზატორები, შიგაწვის ძრავის საყრდენების რეზინო-მეტალური ამორტიზატორები) და შეუძლია რხევების შემთხვევაში შეასრულოს მცირე გადაადგილებები ნებისმიერი მიმართულებით.

დაბალსიხშირულ დიაპაზონში ძალური აგრეგატის ვიბრაციის წყაროს სტაციონარულ რეჟიმებზე წარმოადგენს შიგაწვის ძრავის გარე შეუწონასწორებლობა, ანუ მის საყრდენებზე გადაცემული პერიოდული ძალები და მომენტები. ძირითადად ესენი არიან ბრუნავი მასების დისბალანსით გამოწვეული მეორე რიგის ინერციის და ცენტრიდანული ძალები.

2.3.1. სატრანსპორტო საშუალების ძალურ აგრეგატზე მოქმედი ძრავის მბრუნავი მასების დისბალანსით გამოწვეული ძალების ანალიზი

დამზადების, ექსპლუატაციის და რემონტის პროცესებში შიგაწვის ძრავის მუხლანა ლილვს და მასთან ერთად მბრუნავ დეტალებს შეიძლება გააჩნდეთ სხვადასხვა წარმოშობის და ბრუნვის სხვადასხვა სიბრტყეებში განლაგებული მრავლობითი დისბალანსი.

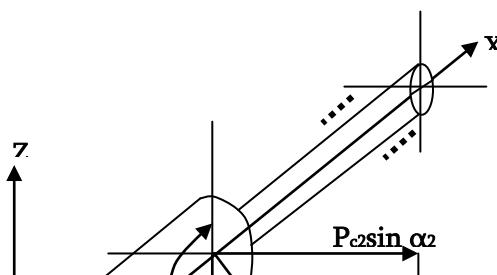
დისბალანსს აფასებენ მისი სტატიკური მომენტით ბრუნვის ღერძის მიმართ. დინამიკური ბალანსირების საერთო თეორიიდან ცნობილია, რომ ნებისმიერი რაოდენობის შეუწონასწორებელი მასის მქონე ხისტი ლილვის შეუწონასწორებლობა შეიძლება წარმოვიდგინოთ ორ სიბრტყეში განლაგებული ორი ვექტორით P_{c1} და P_{c2} (ნახ .2.7). შიგაწვის ძრავისათვის ამ სიბრტყეებად შეიძლება მუხლა ლილვის შკივის გარე ზედაპირის და გადაბმულობის ქუროს საყრდენი დისკოს გარე ზედაპირის აღება.

თითოეული ამ ვექტორებიდან P_{c1} და P_{c2} ასრულებენ ბრუნვას ლილვთან ერთად. ამიტომ ნებისმიერ მომენტში მათი განლაგება უძრავი კოორდინატთა ღერძების მიმართ ცალსახად განისაზღვრება პირველყოფილი მდგომარეობიდან ლილვის მობრუნების კუთხით.

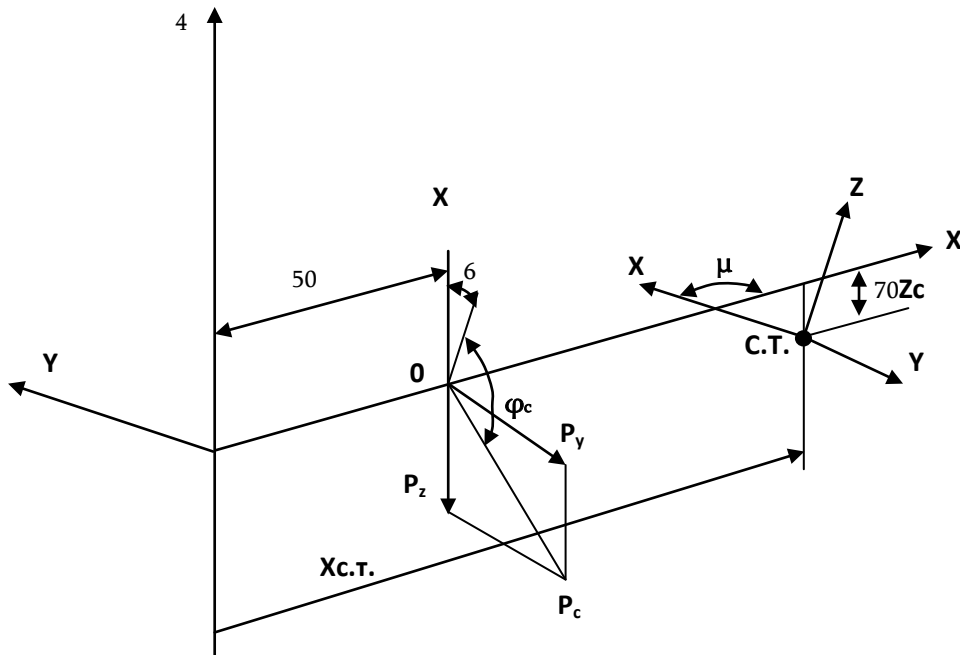
თუ შევცვლით თითოეული ძალის (P_{c1} და P_{c2}) მოქმედებას შესაბამისი ვექტორებით მივიღებთ [11,21, 35] :

$$P_{c1} = P_{c1} \cdot \cos \alpha_1 + P_{c1} \cdot \sin \alpha_1; \quad P_{c2} = P_{c2} \cdot \cos \alpha_2 + P_{c2} \cdot \sin \alpha_2 \quad (2.41)$$

განვიხილოთ სატრანსპორტო საშუალების ძალური აგრეგატის მდგენელი შემფოთებები, რომლებიც გამოწვეულია ლილვის შეუწონასწორებელი ცენტრიდანული ძალებით და მასთან ერთად მბრუნავი დეტალებით. თუ დავუშვებთ, რომ P_c ძალის მოქმედების ხაზი პირველ მრუდხარასთან ქმნის კუთხეს $\psi_c + 0,5\gamma$ (ერთრიგა ძრავებისათვის $\gamma = 0$); მისი პროექცია პირველი ცილინდრის ვერტიკალურ z^1 და ჰორიზონტალურ y^1 ღერძებზე (ნახ. 2.7. და 2.8):



ნახ.2.7. ლილვზე ცენტრიდანული ძალების მოქმედების სქემა



ნახ.2.8. შიგაწვის ძრავის შეუწონასწორებელი ცენტრიდანული ძალების სატრანსპორტო საშუალების ძალურ აგრეგატზე მოქმედების სქემა

$$P_{z1} = P_c \cdot \cos(\alpha + \varphi_c); \quad P_{z1} = P_c \cdot \sin(\alpha + \varphi_c); \quad (2.42)$$

$$P_{z1} = P_c \cdot \cos(\alpha + \varphi_c) \cdot \sin \mu; \quad M_x = P_c \cdot \cos(\alpha + \varphi_c) \cdot [Z'_{CT} \cdot \cos \mu + (X'_{CT} - X'_c) \cdot \sin \mu];$$

$$P_y = P_c \cdot \sin(\alpha + \varphi_c);$$

$$M_y = -P_c \cdot \cos(\alpha + \varphi_c) - (X'_{CT} - X'_c) \cdot \cos \mu; \quad (2.43)$$

$$P_z = P_c \cdot \cos(\alpha + \varphi_c) \cdot \cos \mu;$$

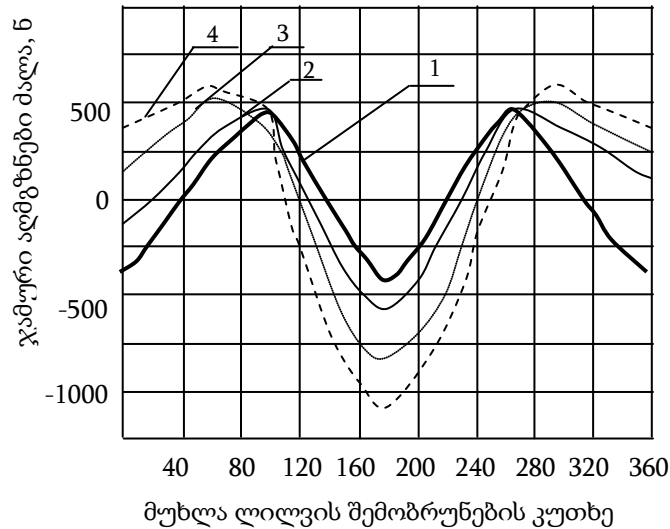
$$M_z = P_c \cdot \sin(\alpha + \varphi_c) \cdot [(X'_{CT} - X'_c) \cdot \cos \mu - Z'_{CT} \cdot \sin \mu]$$

(2.10 – 2.43) ფორმულების გამოყენებით შესაძლებელია სტანდარტულ საანგარიშო პროგრამა „Excel“-ის რედაქტორში სატრანსპორტო საშუალებების ძალურ აგრეგატზე მოქმედი შემაშფოთებელი ძალების განსასაზღვრა. ეს პროგრამა საშუალებას იძლევა მოვახდინოთ მოდელირება და გავითვალოთ სისტემაში მოქმედი ძალები დინამიკურ რეჟიმებზე დისბალანსის სხვადასხვა სიდიდების და განლაგების ადგილების მიხედვით. (გამოითვლება ძალების დამოკიდებულება მუხლა ლილვის შემობრუნების კუთხეზე დამოკიდებულებით).

გათვლების მონაცემების საფუძველზე აგებულია დისბალანსით გამოწვეული შემაშფოთებელი ძალების მუხლა ლილვის შემობრუნების კუთხეზე დამოკიდებულების გრაფიკები (დისბალანსის სიდიდეები: 0გრ·სმ, 10გრ·სმ და 20გრ·სმ მქნევარას სიბრტყეში) (ნახ.2.9) და დისბალანსით გამოწვეული შემაშფოთებელი ძალების მუხლა ლილვის შემობრუნების კუთხეზე დამოკიდებულების გრაფიკები (დისბალანსის სიდიდე 10გრ·სმ მქნევარას სიბრტყეში) 0; 30; 60 გრადუსზე მუხლა ლილვის ბრუნვის მიმართულების საწინააღმდეგოდ შემობრუნების შემთხვევაში (ნახ.2.10). (ნულად აღებულია ზედა მკვდარი წერტილი).

გრაფიკებიდან ჩანს, რომ დისბალანსის სიდიდის და მდებარეობის კუთხის ცვლილებით იცვლება შემაშფოთებელი ძალების სიდიდე.

შიგაწვის ძრავის დისბალანსის ზეგავლენით აღიგზნებიან ძალური აგრეგატის ექვსი ფორმის რხევები, და თუ გავითვალისწინებთ, რომ ძალური აგრეგატის ინერციის ცენტრი რამდენადმე წანაცვლებულია სიმეტრიის გრძივი სიბრტყიდან და მისგან თანაბარ მანძილზე განლაგებული საყრდენების მახასიათებლები თუ სრულად არ არიან ერთნაირი, მაშინ ძალური აგრეგატის რხევები საერთო შემთხვევაში იქნება ექვსბმულიანი (ექვსკავშირიანი). ამ ტიპის რხევების ანალიზი კი საკმაოდ რთულია.



ნახ.2.9. ერთრიგიანი შიგაწვის ძრავის მუშაობის დროს წარმოშობილი ჯამური შემაშფოთებელი ძალა შეუწონასწორებელი მასების სხვადასხვა დისბალანსის დროს (დისბალანსი მდებარეობს ერთსა და იმავე წერტილში):

1 – $D = 0$ გრ·სმ; 2 – $D = 10$ გრ·სმ; 3 – $D = 30$ გრ·სმ;

ძალური აგრეგატის შეშფოთების ხასიათის გათვალისწინებით, განიხილება აგრეგატის რხევების პარამეტრების დამოკიდებულება დისბალანსზე ძალური აგრეგატის ინერციის მთავარი ცენტრალური ღერძების მიმართ მხოლოდ Z ღერძისადმი.

თუ სინუსოიდალური ვიბრაციებისათვის არსებობს "ხისტი" კავშირი ძირითად ვიბრაციებს შორის მაშინ ვიბროგადაადგილების ამპლიტუდა A , ვიბროსიჩქარე V და ვიბროაჩქარება W გამოითვლება [37]:

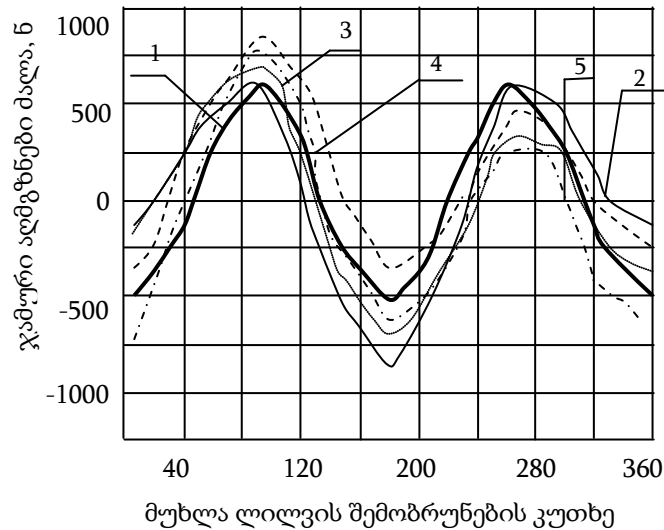
$$A = A_1 \cdot \sin \omega t ;$$

$$V = dA/dt = \omega A_1 \cdot \cos \omega t$$

$$W = \frac{dA^2}{dt^2} = -\omega^2 A_1 \cdot \sin \omega t \quad (2.44)$$

$$|A| = |V| = |W| = 1; \omega: \omega^2$$

სადაც A_1 - ვიბროწანაცვლების ამპლიტუდაა, რთული ჰარმონიული ვიბრაციისათვის ასეთს წარმოადგენს ძალური აგრეგატის ვიბრაცია და ეს კავშირი ხდება უფრო რთული.



ნახ.2.10. ჯამური შემამფოთებელი ძალა, რომელიც წარმოიშვება ერთრიგიანი ძრავის მუშაობისას როდესაც შეუწონასწორებელი მასების დისბალანსის სიდიდე $D = 10$ გრ·სმ. დისბალანსის სხვადასხვა კუთხით განლაგების შემთხვევაში (გრად): 1 – 0° , 2 – 30° , 3 – 60° , 4 – 90° , 5 – 120° ; (მუხლა ლილვის ბრუნვის მიმართულების საწინააღმდეგოდ)

$$A = A_1 \cdot \sin(\omega t + \varphi_1) + A_2 \cdot \sin(2\omega t + \varphi_2) + \dots + A_n \cdot \sin(n\omega t + \varphi_n)$$

სადაც A_1, A_2, \dots, A_n - შემადგენელი ჰარმონიკების ამპლიტუდებია, რომელთა სიხშირეებია $\omega, 2\omega, \dots, n\omega$, ხოლო $\varphi_1, \varphi_2, \dots, \varphi_n$ - ფაზური კუთხეებია.

ძირითად სიხშირეებზე ((მუხლა ლილვის ბრუნვის სიხშირეებზე) სინუსოიდალური რხევების გამოყოფის მიზნით გამოიყენება ვიბროსიგნალის სიხშირითი სელექცია - ვიწროზოლიანი ფილტრი, რომლის რეზონანსული სიხშირე ნაკლებია მუხლა ლილვის ბრუნვის ბრუნვით სიხშირეზე ($\pi/60$ ჰერცი).

ზემოთაღნიშნულიდან ნათელია, რომ ვიბრაციის სრულად დასახასიათებლად საჭიროა სამი ძირითადი პარამეტრის - ვიბროწანაცვლების ამპლიტუდის, ვიბრაციის სიხშირის და ფაზის ცოდნა. ამასთან ყურადსაღებია, რომ ვიბროსიჩქარის და ვიბროაჩქარების კრიტერიუმები უფრო უნივერსალურები არიან, რადგანაც ისინი ერთმანეთთან აკავშირებენ ორივე ძირითად პარამეტრს - ვიბროწანაცვლების ამპლიტუდას და სიხშირეს [39].

ძალური აგრეგატის კრიტერიუმად ვიბროაჩქარების მიღება უზრუნველყოფდა გაზრდილ მგძნობიარობას მაღალსიხშირული მდგენელების შეფასების პროცესში და

იმავედროულად სრულად გამოორიცხავდა ვიბრაციის ძირითად ფაქტორს - შეუწონასწორებლობას, რომელიც ხასიათდება პირველი ჰარმონიული მდგენელით.

თუ გამოვრიცხავთ ერთდროულად ორი პარამეტრის - ვიბროწანაცვლების და ვიბროაჩქარების გამოყენების შესაძლებლობას, მაშინ ვიბრაციის შესაფასებელი უფრო მეტად რაციონალური კრიტერიუმი იქნება შუალედური პარამეტრი - ვიბროსიჩქარე, რომლის ჰარმონიული მდგენელების მაქსიმალური ამპლიტუდური მნიშვნელობები ტოლია ვიბროწანაცვლების ამპლიტუდების ნამრავლის კუთხურ სიჩქარეზე, ანუ $A\omega$.

დინამიკური ბალანსირების შემთხვევაში მაკორექტირებელი მასები განისაზღვრება კორექციის თითოეული სიბრტყისათვის ცალ-ცალკე. როტორი ითვლება შეწონასწორებულად, თუ ის არ გადასცემს თავის საყრდენებზე ცენტრიდანულ ძალებს ან კიდევ ამ ძალთა მნიშვნელობები არ აჭარბებენ დადგენილ სიდიდეებს. ხისტი როტორების ბალანსირება საკუთარ საკისრებში ხდება უქმი სვლის რეჟიმზე ბრუნვის მუშა სიჩქარეებზე [33,43].

შიგაწვის ძრავის ნარჩენი დისბალანსის დროს, სატრანსპორტო საშუალების ძალური აგრეგატის რხევის სიჩქარე ზოგად შემთხვევაში ტოლია:

$$Y = m_H \cdot \omega^2 \cdot r / Z_T$$

სადაც $m_H \cdot \omega^2 \cdot r_k$ - შეუწონასწორებელი მასით გამოწვეული ცენტრიდანული ძალაა, ნ;

Z_T - სატრანსპორტო საშუალების მექანიკური იმპედანსია ნ·წმ/მ.

(იმპედანსი არის ჰარმონიული იძულებითი ძალის ამპლიტუდის ფარდობა სიჩქარის კომპლექსურ ამპლიტუდასთან წრფივი სისტემის ჰარმონიული იძულებითი ვიბრაციის შემთხვევაში)

ვიბრაციის ამპლიტუდა:

$$A = m_H \cdot \omega \cdot r_k / Z_T = m_H \cdot (\omega \cdot r_k / Z_T) \quad (2.45)$$

სატრანსპორტო საშუალების ტექნიკური მდგომარეობის გამოსასრკვევად შიგაწვის ძრავის დამყარებულ რეჟიმზე მუშაობის შემთხვევაში სიდიდეები ω , r_k და Z_T შეიძლება ჩაითვალოს მუდმივად და სიდიდე $\omega \cdot r_k / Z_T = k$ ახასიათებს სატრანსპორტო საშუალების ბალანსირებისადმი მგრძობელობას, რომელიც განისაზღვრება

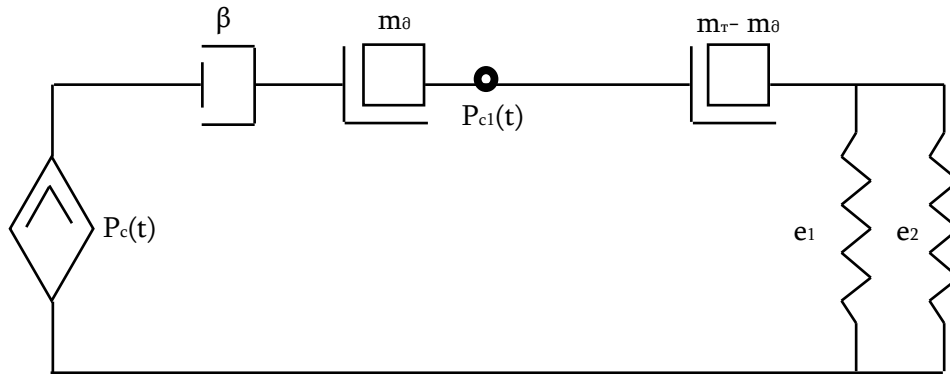
$$K = (A_2 - A_1) / m_0 \quad (2.46)$$

სადაც A_1 და A_2 - რხევის ამპლიტუდებია საწყის მდგომარეობაში და საცდელი მასის ტვირთის m_0 დამატების შემდეგ, შესაბამისად მკმ.

განტოლება (2.46) შეიძლება ჩაიწეროს შემდეგი სახით :

$$A = m_H \cdot K \quad (2.47)$$

სატრანსპორტო საშუალების ძალური აგრეგატის ვიბროპარამეტრებზე მოქმედი ფაქტორების უფრო დეტალური შესწავლის მიზნით შემოთავაზებულია ძალური დანადგარის ექვივალენტური სქემა (ნახ.2.11)



ნახ.2.11. სატრანსპორტო საშუალების ძალური დანადგარის ექვივალენტური სქემა

ამ სქემიდან გამომდინარე სატრანსპორტო საშუალების იმპედანსი

$$Z_A = \beta + j\omega m_A - j/\omega e_{1,2} \quad (2.48)$$

სადაც β - მუხლა ლილვის ძირითადი საყრდენების სრიალის საკისრებში წარმოქმნილი დანაკარგებია; M_A - სატრანსპორტო საშუალების მასაა, კგ; e_1 - საბურავების და დაკიდების დამყოლობაა ნ/მ ; $j\omega m_A$ - სატრანსპორტო საშუალების მასის კომპლექსური მექანიკური წინააღმდეგობაა; $e_{1,2}$ - ავტომობილის საბურავის და დაკიდების დამყოლობის კომპლექსური მექანიკური წინააღმდეგობაა; $P_{c1}(t)$ - შეუწონასწორებელი

მასებით გამოწვეული ცენტრიდანული ძალაა; $P_c(t)$ - გადამწოდზე მოქმედი ძალაა.

თუ (2.45) ფორმულაში ჩავსვავთ (2.48) გამოსახულებას და ძალური დანადგარის ინერციის მთავარ ცენტრალურ Z ღერძზე გამავალ ცენტრიდანული P_c ძალის მდგენელს (2.42), მივიღებთ შიგაწვის ძრავის მბრუნავი მასების დისბალანსით გამოწვეულ ძალური აგრეგატის ვერტიკალური ვიბრაციის ამპლიტუდას

$$A = \frac{m_H \cdot r_k \cdot \omega \cdot \cos(\alpha + \varphi_c) \cdot \cos \mu}{\beta_1 + \beta_2 + j\omega m_m - j/(\omega e_{1,2})} \quad (2.49)$$

დიაგნოსტიკური ვიბროსიგნალის ამპლიტუდის განშლა $A_{3\alpha 5}$ იცვლება კორექციის სიბრტყეში დაყენებულ გამზომ ვიბროგარდამქმნელზე მოქმედი P_{c1} ძალის ცვლილების პროპორციულად,

$$A_{გან} = 2k_{\text{н.п}} \cdot k_{\text{к.р.}} \cdot P_{c1}(t) \quad (2.50)$$

სადაც $A_{გან}$ – დიაგნოსტიკური ვიბროსიგნალის ორმაგი ამპლიტუდაა (განშლას); $k_{\text{მ.რ.}}$ – გამზომი კომპლექსის გარდაქმნის კოეფიციენტი; კომპლექტი მოიცავს: ვიბროაქსელერომეტრს, ვიბროსიგნალის პირველადი დამუშავების ხელსაწყოებს და მარეგისტრირებელ აპარატურას; $k_{\text{კ.რ.}}$ კოეფიციენტი, რომელიც ითვალისწინებს ვიბროგარდამქმნელის დამაგრების მეთოდს.

ქვემოთ მოყვანილი (2.51) გამოსახულების გათვალისწინებით

$$V(t) = P_{c1}(t)/Z_1 \quad (2.51)$$

გამზომ ვიბროგარდამქმნელზე მოქმედი ძალა ტოლია

$$P_{c1}(t) = V(t) \cdot Z_1 \quad (2.52)$$

$$\text{სადაც } Z_1 = \beta_2 + j\omega m_m - j/(\omega e_{1,2}) \quad (2.53)$$

აქედან ძალა, რომელიც მოქმედებს პირველად ვიბროგარდამქმნელზე ტოლია

$$P_{c1}(t) = \frac{P_c(t)[\beta_2 + j\omega m_m - j/(\omega e_{1,2})]}{\beta_1 + \beta_2 + j\omega m_m - j/(\omega e_{1,2})} = \frac{P_c(t)[\beta_2 \omega \cdot e_{1,2} + j\omega^2 e_{1,2} m_m - j]}{(\beta_1 + \beta_2) \omega \cdot e_{1,2} + j\omega^2 e_{1,2} m_m - j} \quad (2.54)$$

თუ (2.52) გამოსახულებას ჩავსვავთ (2.53) ფორმულაში მივიღებთ დიაგნოსტიკური ვიბროსიგნალის ამპლიტუდის განშლას

$$A_{განშ} = \frac{2k_{\text{н.п}} \cdot k_{\text{к.р.}} \cdot P_c(t)[\beta_2 \omega \cdot e_{1,2} + j\omega^2 e_{1,2} m_m - j]}{(\beta_1 + \beta_2) \omega \cdot e_{1,2} + j\omega^2 e_{1,2} m_m - j} \quad (2.55)$$

(2.47, ... , 2.55) გამოსახულებების ანალიზის საფუძველზე შესაძლებელია შემდეგი დასკვნების გაკეთება:

1. სატრანსპორტო საშუალების ვერტიკალური რხევების ვიბროსიჩქარეების ამპლიტუდებს და კორექციის სიბრტყეში ძრავის მბრუნავი დეტალების შეუწონასწორებელ მასებს შორის არსებობს სწორხაზობრივი დამოკიდებულება.
2. თუ გავითვალისწინებთ, რომ დიაგნოსტიკის მომენტში სატრანსპორტო საშუალების მასა რჩება მუდმივ სიდიდედ, მაშინ მუხლა ლილვის შეუწონასწორებელი მბრუნავი მასებისგან წარმოქმნილი P_c ძალით გამოწვეული სატრანსპორტო საშუალების ძალური აგრეგატის ვიბროსიგნალის პარამეტრებზე გავლენას მოახდენს

მექანიკური დანაკარგები β , მუხლა ლილვის ბრუნვის სიხშირე ω , აგრეთვე თვლების საბურავების და ავტომობილის დაკიდების დამყოლობა $e_{1,2}$.

შიგაწვის ძრავის მუშაობის ტემპერატურული რეჟიმების გავლენა დიაგნოსტიკური ვიბროსიგნალის პარამეტრებზე განპირობებულია წინააღმდეგობის ძალის $P_{წინ}$ ცვალებადობით, რომელიც ტავის მხრივ დამოკიდებულია მუხლა ლილვის ძირითადი ყელების საკისრებში არსებული ზეთის სიბლანტეზე. ძრავის დისბალანსის გამო სატრანსპორტო საშუალების რხევის ამპლიტუდა დამოკიდებულია მუხლა ლილვის ძირითადი ყელის დარტყმების ინტენსივობაზე სრიალის საკისარზე. თავის მხრივ დარტყმების ინტენსივობა კი დამოკიდებულია ძალის იმპულსის ($m \cdot V_B$) სიდიდეზე (სადაც m - შემძახებელი დეტალების დაყვანილი მასაა, ხოლო V_B - მათი ურთიერთ დარტყმების სიჩქარეა). დეტალების ურთიერთდაჯახების მომენტში კინეტიკური ენერგია ტოლია შემდეგი ძალის მიერ შესრულებული მუშაობის:

$$mV^2/2 = (P_c - P_{წინ})h \quad (2.56)$$

სადაც $P_{წინ}$ - წინააღმდეგობის ძალაა, რომელიც დამოკიდებულია მუხლა ლილვის ძირითად ყელებში არსებული ზეთის სიბლანტეზე, h - ღრეჩოს საიდიდეა საკისრებში. აქედან, დარტყმის სიჩქარე ტოლია

$$V = \sqrt{\frac{2(P_c - P_{წინ})h}{m}} \quad (2.57)$$

გამოსახულებიდან (2.55) ჩანს, რომ რაც მეტია საყრდენ საკისრებზე მოქმედი ძალა და ურთიერთ დამჯახებელი დეტალების რადიალური გადაადგილება, მით მეტია შეჯახების სიჩქარე, შედეგად კი მეტია დინამიკური ვიბროსიგნალის ამპლიტუდა.

მეორე ეფექტი, რომელთანაც მივყავართ (2.55) განტოლებაში მოცემული სიდიდეების ცვლილებას შემდეგია: ძრავის მუშაობის ტემპერატურული რეჟიმების ცვლილების გამო ადგილი აქვს მუხლა ლილვის ძირითადი ყელის საკისრებში დარტყმების დაგვიანებას, რაც იწვევს დინამიკური ვიბროსიგნალის ფაზის φ_{Amax} ცვლილებას. დრო, რომელიც დასჭირდება მუხლა ლილვის ძირითად ყელს ზეთით შევსებულ საკისარში არსებული ღრეჩოს გადასალახავად ტოლია

$$t = \sqrt{\frac{m \cdot h}{2(P_c - P_{წინ})}} \quad (2.58)$$

2.4. შიგაწვის ძრავების დრეკად-მადემპფირებელი საყრდენის ეფექტურობის შეფასების მეთოდი

საავტომობილო ტრანსპორტის ძრავებს მუშაობა უხდება მეტად რთულ სადატვირთო რეჟიმებზე სადაც მისი ეფექტური მახასიათებლები დროის ნებისმიერ მომენტში შეიძლება იცვლებოდეს მინიმალური მნიშვნელობიდან მაქსიმალურ სიდიდემდე, ე.ი. ძრავის მუშაობა უმეტესი დროის განმავლობაში არის დაუმყარებელი რეჟიმი, რის გამოც მკვეთრად იცვლება თბური რეჟიმები და შესაბამისად მრუდხარა-ბარბაცა მექანიზმში განვითარებული ძალები. ასევე მექანიზმების და კვანძების შემადგენელ დეტალებს აქვთ რთული კონსტრუქციული კონფიგურაცია და ხასიათდებიან მასების არათანაბარი განაწილებით, როგორც ჰორიზონტალური, ვერტიკალური ან სხვა ნებისმიერი აღებული მიმართულებით. მასების ასეთი არათანაბარი განაწილება იწვევს ძრავის კონსტრუქციის დრეკადობის და ენერჯის დისიპაციის თვისებების არათანაბარ განაწილებას. კონსტრუქციის ასეთი თვისებები ხასიათდებიან მთელი რიგი განსაკუთრებულობებით, რომელიც დაკავშირებულია მაღალსიხშირული ვიბრო-იმპულსების წარმოშობა-განაწილებასთან; ისინი ძრავას საყრდენი ბალიშების გავლით გადაეცემა ავტომობილის ჩარჩოს, რაც იწვევს ნჯღრევასა და ვიბრაციას, ჩარჩოს რღვევას და ავტომობილის ხმაურის გაზრდას. ასევე ხშირ შემთხვევაში აღინიშნება რეზონანსული პროცესების განვითარება გარკვეულ სიხშირეებზე.

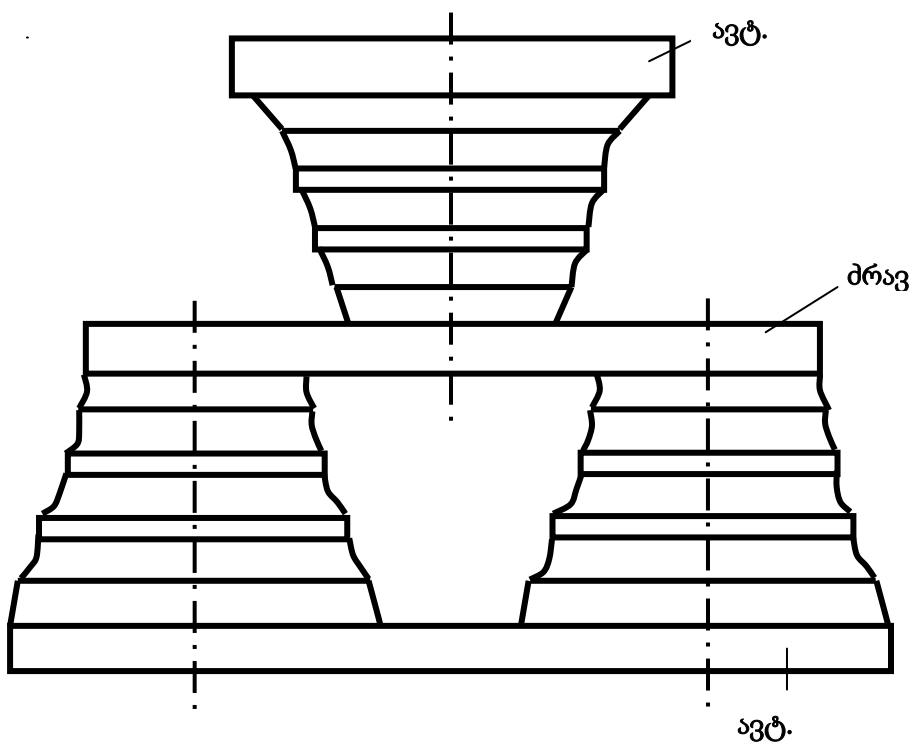
სატრანსპორტო შიგაწვის ძრავის ჩარჩოზე დამაგრების დრეკადი საყრდენების როლი და მნიშვნელობა ძალზე დიდია როგორც ჩარჩოს მზიდი ელემენტების დატვირთულობის, ასევე ძრავში წარმოქმნილი და გარემოზე გადაცემული ვიბრობგერების და ხმაურის შემცირების თვალსაზრისით.

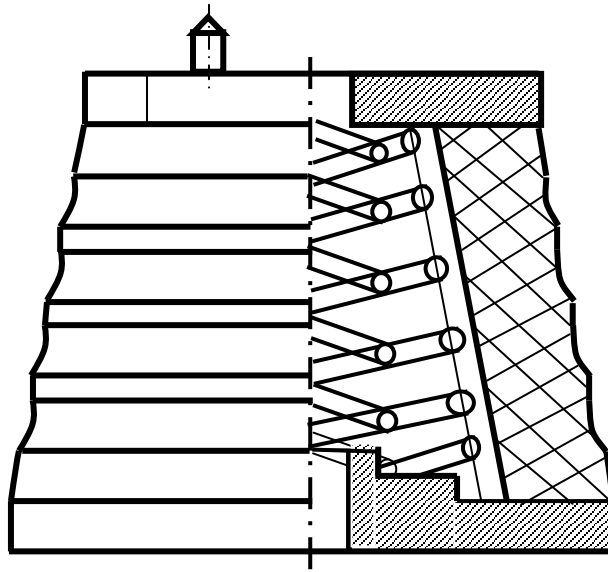
კვლევის პროცესში დამუშავდა სატრანსპორტო ძრავის ავტომობილის ჩარჩოზე დამაგრების დრეკადი საყრდენების ორიგინალური კონსტრუქცია ნახ.2.12), რომელიც შედგება ერთ კვანძად გაერთიანებული სამი ერთნაირი რეკად-მადემპფირებელი მახასიათებლების მქონე ქვეკვანძისაგან. ქვეკვანძი კი თავის მხრივ შედგება ზედა და

ქვედა ლითონის ფირფიტებისაგან, კონუსური ფორმის მქონე გოფირებული რეზინის დრეკადი ელემენტისაგან, ურთიერთსაწინააღმდეგო ხვიების მქონე ცილინდრული და კონუსური ზამბარებისაგან. ერთ-ერთი ზამბარის და რეზინის ელემენტის კონუსური ფორმის გამო კვანძის დრეკად-მადემპფირებელი მახასიათებლები არაწრფივია, რაც იძლევა ჩასახშობი ვიბროამპლიტუდების ზღვრების გაზრდის საშუალებას. გარდა ამისა ზამბარის ხვიების საპირისპირო მიმართულებით დახრა ხელს უშლის საყრდენ კონსტრუქციაში რეზონანსული მოვლენების წარმოქმნას.

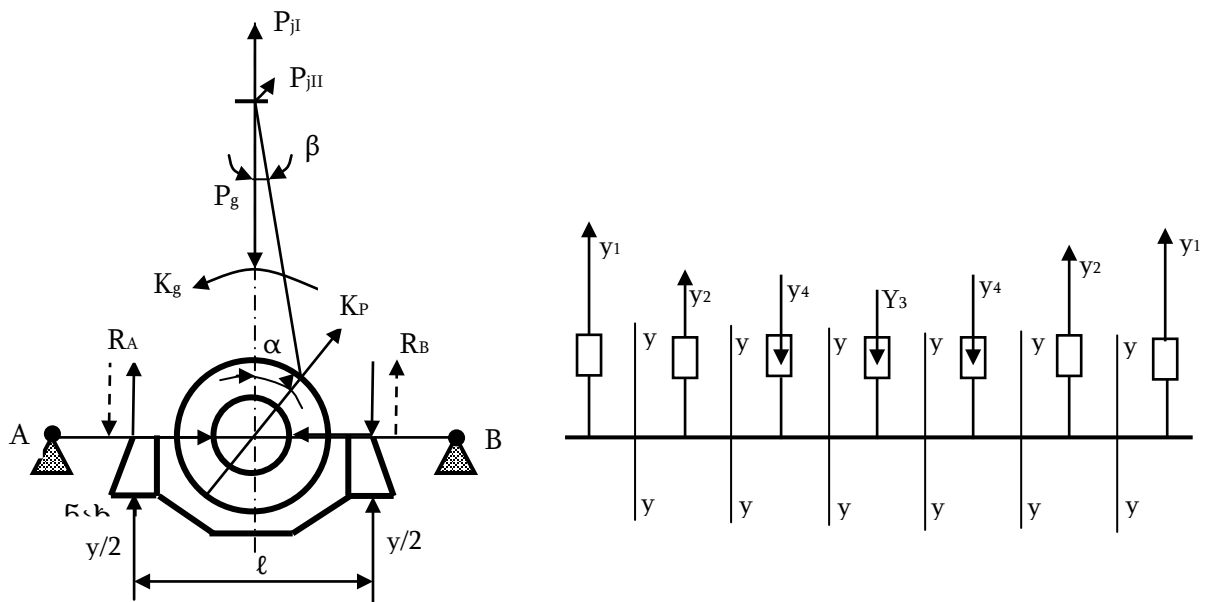
არსებული მოდელებისაგან ახალი კონსტრუქცია გამოირჩევა შემდეგი უპირატესობებით:

1. რეზინის ელემენტების და ფოლადის ზამბარების ერთობლივობით გაზრდილია საყრდენი კვანძის დრეკად-მადემპფირებელი შესაძლებლობები, რაც იძლევა ვიბრაციების ჩახშობის კარგ ეფექტს;
2. ორი შეწყვილებული დრეკად-მადემპფირებელი ელემენტი თავის თავზე ითვისებს როგორც ინერციის ძალებით, ასევე ძრავის სიმძიმის ძალით გამოწვეულ ვიბრაციულ დატვირთვებს.
3. რეზინის ელემენტების და ფოლადის ზამბარების კონუსური ფორმა იძლევა არაწრფივი მახასიათებლის მიღების საშუალებას, რაც მეტად მნიშვნელოვანია ჩასახშობი ვიბრაციების ამპლიტუდურ-სიხშირითი ზღვრების გასაზრდელად.





ნახ. 2.12. ავტომობილის ჩაჩოზე შიგაწვის ძრავის დრეკად-მადემპირებელი საყრდენი



ნახ.2.13. ძრავის საყრდენებზე რეაქციის ძალების საანგარიშო სქემა.

მიზანშეწონილია საყრდენი ბალიშების დატვირთვის გათვალისწინებით მოხდეს მისი ეფექტურობის შეფასება. ამისათვის კი საჭიროა იმ ძალების ანალიზი, რომელიც მოქმედებს ძრავის საყრდენებზე (ნახ.2.13).

$$R_A = R_B = R_1 + R_2 + R_3 + R_4$$

სადაც $R_1 = \frac{G}{2}$ - ძრავის წონით გამოწვეული რეაქციის ძალაა;

$$R_2 = P_g \cdot R \frac{\sin(\alpha+\beta)}{\cos\beta} = 9550 \frac{N_e}{n_e \ell} - \text{რეაქციის ძალა საყრდენებზე, რომელიც}$$

გამოწვეულია ძრავის გადამყრავებელი მომენტით და ის რიცხობრივად ტოლია ძრავის მბრუნე მომენტის, მიმართულია ყოველთვის მის საწინააღმდეგოდ;

P_g - ცილინდრში გაზების წნევით შექმნილი ძალაა;

R - მრუდმხარას რადიუსია;

$R_3 = \frac{y_1+y_2+y_3+\dots+y_i}{2}$ - რეაქციის ძალა საყრდენებზე, რომელიც ტოლია წინსვლით-უკუქცევით და მბრუნავი მასებით წარმოქმნილი ინერციის ძალების ვერტიკალური მდგენელების ჯამის;

$R_4 = \frac{3M_j}{2\ell}$ - რეაქციის ძალაა, რომელიც გამოწვეულია წინსვლით-უკუქცევით მოძრაობაში მყოფი და მბრუნავი შეუწონასწორებელი მასებით შექმნილი მომენტებით.

აღსანიშნავია ის გარემოება, რომ ძრავის მუშაობის დროს მის კონსტრუქციაში აღიძვრებიან ძალები, რომლებიც იწვევენ ძრავის ელემენტების რხევით მოვლენებს (შინაგანი შეუწონასწორობა), ასევე ავტომობილის სისტემების რხევებს (გარეგანი შეუწონასწორობულობა).

სისტემის გარეგანი შეუწონასწორობა ძრავით მიიღება, მაშინ თუ მისი მუშაობისას დამყარებულ რეჟიმებზე, რეაქცია საყრდენებზე რჩება მუდმივი სიდიდით და მიმართულებით. მაშინ ძრავი არ იწვევს საყრდენების (დაკიდების) რხევების, ასე რომ არ გადაეცემა რხევითი ენერჯია და არ გადაეცემა რხევები ავტომობილის ჩარჩოზე, რომელზედაც ის არის დაყენებული.

ყველა ძალოვანი ფაქტორები, რომლებიც იწვევენ დგუშიანი ძრავის შეუწონასწორებლობას, შეწონასწორდებიან საყრდენების რეაქციის ძალებით და ამიტომაც იცვლება მათი მნიშვნელობა და მიმართულება. ასე მაგალითად, ერთცილინდრიანი ძრავის საყრდენის რეაქციის ნაწილის შეწონასწორების უზრუნველყოფა განისაზღვრება შემდეგი ძალოვანი ფაქტორების ერთობლიობით: $R_A, R_B, R_n = f(P_{j1}, P_{j2}, K_\mu, M_0)$, (ნახ.2.13). ძალოვანი ფაქტორების ამ ჩამონათვალში არ შედის გაზების წნევით შექმნილი (P) ძალა და ძრავის წონა (G), როგორც პარამეტრი არ იცვლის მნიშვნელობას და მიმართულებას, მაშასადამე იმ ძალოვან ფაქტორებს, რომლებიც იწვევენ ერთცილინდრიანი ძრავის შეუწონასწორებულობას წარმოადგენს: პირველი (P_{j1}) და მეორე რიგის (P_{j2}) ინერციის ძალები, მბრუნავი მასების ცენტრიდანული (K_μ) ძალები და გადამყირავებელი მომენტი (M_0).

მრავალცილინდრიანი ძრავი წარმოადგენს i რაოდენობის ცილინდრების ერთობლიობას და ის შედგება რამოდენიმე ერთცილინდრიანი ძრავისაგან, სადაც მრუდმხარა შემობრუნებულია ერთმანეთისაგან გარკვეული კუთხით (δ), რომელიც განსაზღვრულია მუხლა ლილვის შეთანაწყობის სქემით და ბრუნავს სინქრონულად, ხოლო მუშა პროცესები დაძრულია მუხლა ლილვის შემობრუნების კუთხის გარკვეული ინტერვალით, რომელიც შეესაბამება ძრავის მუშაობის თანმიმდევრობას. ყოველი ასეთი ძრავის კონსტრუქციაში მოქმედებს კომპლექსური ძალოვანი ფაქტორები და იწვევს შეუწონასწორებულობას ($P_{j1}, P_{j2}, K_\mu, M_0$). ამ ძალების მნიშვნელობა და მიმართულება განისაზღვრება ყოველი ერთცილინდრიანი ძრავის მრუდმხარას მდებარეობით მისი ზედა მკვდარ წერტილთან შეფარდებით.

თუ კი შევკრებდით გრძივად ერთცილიანდრიან ძრავებს, ერთდროულად მოქმედებისას ძალოვანმა ფაქტორებმა შეიძლება შეასუსტოს ან გააძლიეროს შეუწონასწორებელი მოქმედება ერთმანეთზე. ამ შემთხვევაში შეიძლება აღიძვრას გრძივი მომენტი, შეწონასწორებული ძრავის საყრდენების რეაქციით, თუ განვიხილავდით ორცილინდრიანი ერთრიგა ძრავის შეწონასწორებას, სადაც მუხლა ლილვის მუხლებს შორის კუთხე $\delta=180^\circ$. (ნახ.2.13), აქ მოქმედი პირველი რიგის ინერციის ძალები, პირობითად პირველი და მეორე ერთცილინდრიან ძრავში განისაზღვრება $P_{j1(1)} = C \cos \varphi$ და $P_{j1(1)} = C \cos(\varphi + 180) = -C \cos \varphi$ - სადაც $C = -M_j r \omega^2$ ასუსტებს შეუწონასწორებულობის (მოცემული მომენტში ანეიტრალებს) მოქმედებას

ერთმანეთზე. ასე რომ $\sum P_{jI} = 0$, ამავდროულად აღიძვრება გრძივი მომენტი $\sum M_{jI} = \sum P_{jI} \cdot a \neq 0$, რომელიც წონასწორდება საყრდენების რეაქციის ძალებით, შესაბამისად მეორე რიგის ინერციის ძალები განისაზღვრება

$$P_{jII(1)} = \lambda C \cos \varphi; P_{jII(2)} = \lambda C \cos 2(\varphi + 180^\circ) = \lambda C \cos 2\varphi; \sum P_{jII} = 2\lambda C \cos 2\varphi \neq 0.$$

მასასადამე, მოცემულ შემთხვევაში ძალა P_{jII} აძლიერებს შეუწონასწორებულ მოქმედებას ერთმანეთზე, მაგრამ ამ ძალებით არ წარმოიქმნება შეუწონასწორებული გრძივი მომენტი, ასე რომ $\sum M_{jI} = 0$. ასევე ცენტრიდანული ინერციის ძალების ანალიზი გვიჩვენებს, რომ $K_{\mu(1)} = -K_{\mu(2)}, \sum K_{\mu} = 0, \sum M_{\mu} = K_{\mu} \cdot a \neq 0$.

მასასადამე ძალოვან ფაქტორებს, რომლებიც იწვევენ მრავალცილინდრიანი ძრავის შეუწონასწორებას, წარმოადგენენ: $\sum P_{jI}; \sum P_{jII}; \sum K_{\mu}; \sum M_{\mu}; \sum M_0$.

თითოეული ჩამოთვლილი ძალოვანი ფაქტორებიდან არ ძალუბთ ერთმანეთის შეწონასწორება, ასე, რომ მათ აქვთ ან სხვადასხვა მოქმედების ხაზი ან დროით განსხვავებული ცვლილების კანონი. მასასადამე, მრავალცილინდრიანი ძრავის შეუწონასწორებისათვის საჭიროა ცალ-ცალკე შემდეგი პირობების შესრულება:

$$\sum P_{jI} = 0; \sum P_{jII} = 0; \sum K_{\mu} = 0; \sum M_{jI} = 0; \sum M_{jII} = 0; \sum M_{\mu} = 0; \sum M_0 = 0.$$

პირველი ექვსი პირობის მეტნაკლებად შესრულება შეიძლება ორი საშუალებით: ძრავის რაციონალური შეთანწყობის სქემის შერჩევით; (ცილინდრების რიცხვი i , ცილინდრების ღერძებს შორის შეყრის კუთხე γ , მუხლა ლილვის მუხლებს შორის კუთხე δ) და სპეციალური შემაწონასწორებელი მექანიზმების გამოყენებით.

თანამედროვე პერიოდისათვის არ არსებობს $\sum M_0$ მომენტის შეწონასწორების მექანიზმი და საყრდენი ბალიშის ეფექტურობის შეფასების მეთოდები.

ზემოთ ჩამოთვლილი ძალოვანი ფაქტორების ერთობლივი მოქმედებით ძრავის კონსტრუქციაში (ინერციული, დრეკადი და დისიპაციური თვისებების ან რეზონანსული მოქმედების გამო) დისბალანსის მნიშვნელობა მეტნაკლებად შემცირებულია ან გაზრდილია. მასასადამე მოქმედებს $F(t)$ ძალოვანი ფაქტორი, რომელიც წარმოადგენს კონსტრუქციაში აღძრული ძალების ჯამს, მისი მაქსიმალური მნიშვნელობა მიიღწევა დროის სხვადასხვა მომენტში და ძრავის კონსტრუქციის სხვადასხვა ადგილზე. ძრავის კონსტრუქციაში აღძრულ $F(t)$ ძალოვან ფაქტორს აქვს ცვალებადობის რთული ხასიათი და მისი ანალიზურად განსაზღვრა შეუძლებელია.

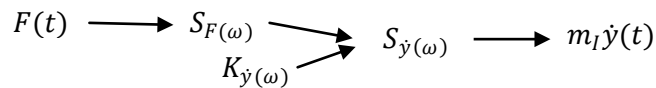
ამიტომ ჯამური ძალოვანი ფაქტორის განსაზღვრისათვის საჭიროა თითოეული აღმგზნები ძალოვანი ფაქტორების განსაზღვრა ძრავის მუშაობის დროს.

$$F(t) = P_{jI}(t) + P_{jII}(t) + K_{\mu}(t) + M_{jI}(t) + M_{jII}(t) + M_{\mu}(t) + M_0(t) = \sum_{i_0}^i F_{i_0}(t)$$

სადაც $F(t)$ - სისტემაზე მოქმედი ძალოვანი ფაქტორია;

i - შემადგენელი ძალოვანი ფაქტორების რაოდენობაა.

$F(t)$ ჯამური ძალოვანი ფაქტორების მოქმედების თავისებურებანი ნაჩვენებია სქემაზე:



სადაც $S_{F(\omega)}$ - $F(t)$ ძალის სპექტრია; $K_{\dot{y}(\omega)}$ - კომპლექსური სიხშირული მახასიათებელია; $S_{\dot{y}(\omega)}$ - სისტემის რხევითი მოძრაობის სიჩქარის სპექტრია გამოწვეული $F(t)$ ძალის მოქმედებისას; $\dot{y}(t)$ - სისტემის რხევითი მოძრაობის სიჩქარეა (ვიბროსიჩქარე).

განვიხილოთ აღნიშნული რხევითი ობიექტის (სისტემის) მოქმედება მეორე ობიექტზე, რომელთა შორის მოთავსებულია მადემფირებელი მოწყობილობა. (ნახ.2.14.) სადაც $F(t)$ ჯამური ძალა აღიძვრება ძრავის მუშაობის დროს ანუ გვაქვს რხევითი სისტემა 1, რომელიც მოქმედებს რხევით სისტემაზე 2, მადემფირებელი სისტემის (ბალიშების) 3 საშუალებით. ასეთ შემთხვევაში სისტემის (ძრავის კონსტრუქციის) სიხშირული თვისებები $F(t)$ ძალის მოქმედებისას შეიძლება აღიწეროს რხევითი ენერგიის გადაცემათა ფუნქციით.

სისტემის რხევითი ენერგიის გადაცემათა ფუნქციის ქვეშ იგულისხმება ავტომობილის ჩარჩოს რხევითი ენერგიის ფარდობა ძრავის რხევით ენერგიასთან, რომელიც გამოწვეულია $F(t)$ ძალოვანი ფაქტორით და მოქმედებს საყრდენებზე. რხევითი ენერგიის გადაცემათა ფუნქციაც ხასიათდება სიხშირული მახასიათებლით. მაშასადამე

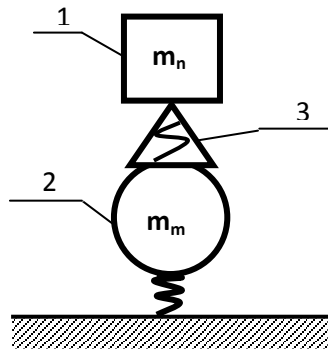
$$W_F(t) = W_F(j\omega) = \frac{F_m(j\omega)}{F_n(j\omega)} = \frac{F_m(t)}{F_n(t)} \quad (2.59)$$

სადაც $F_n(j\omega)$ - ძრავის რხევითი ვიბროენერგიაა;

$F_m(j\omega)$ - ავტომობილის ჩარჩოს რხევითი ვიბროენერგიაა;

$W_F(j\omega)$ - რხევითი ენერგიის გადაცემათა ფუნქციის სიხშირული მახასიათებელი ანუ რხევითი ენერგიის გადაცემათა კოეფიციენტი.

ძალოვანი ფაქტორების მიერ შემავალი პარამეტრის ზემოქმედება $F_n(t)$ და სისტემის გამომავალი რეაქცია $F_m(t)$ ფუნქციონალურად დაკავშირებულია შესაბამისად $W_F(t)$ ოპერატორის საშუალებით. ეს ოპერატორი განსაზღვრავს სისტემაში შემავალი ენერგიის ტრანსფორმაციის ხასიათს მისი გატარებისას სისტემის გავლით, ზოგად შემთხვევაში ეს ოპერატორი შეიძლება იყოს წრფივი ან არაწრფივი.



ნახ. 2.14. ორმასიანი საანგარიშო სქემა

ოპერატიული სახით ენერგიის ტრანსფორმაცია შეიძლება აღიწეროს შემდეგნაირად

$$F_m(t) = W_F(t) \cdot F_n(t) \quad (2.60)$$

სისტემის რხევითი ენერგიის გადაცემათა კოეფიციენტის ანალიზის გაადვილების თვალსაზრისით განვიხილოთ წრფივი სისტემა ე.ი. სისტემა, რომელიც წარმოადგენს წრფივ დიფერენციალურ განტოლებას მუდმივი კოეფიციენტებით, და აღწერილია ერთგვაროვანი წრფივი ოპერატორით, რომელიც ფლობს შემდეგ ძირითად თვისებებს

$$\left. \begin{aligned} F_n(t) [\sum_{i=1}^n F_{mi}(t)] &= \sum_{i=1}^n F_t(t) [F_{mi}(t)] \\ W_F(t) [C \cdot F_m(t)] &= C \cdot W_F(t) [F_m(t)] \end{aligned} \right\} \quad (2.61)$$

პირველი ამ თვისებებიდან ახასიათებს ჩვეული წრფივი სისტემის სუპერპოზიციის პრინციპს, რომელიც საშუალებას იძლევა გამოკვლეული იქნას სისტემის გავლით გარეგანი ზემოქმედების თითოეული შემადგენელი.

წრფივი სისტემა ზოგად შემთხვევაში შეიძლება აღწერილი იქნას n -ური ხარისხის მუდმივი კოეფიციენტების მქონე დიფერენციალური განტოლებებით:

$$\sum_{K=0}^n a_K \frac{d^K x}{dt^K} = \sum_{\ell=0}^m b_\ell \frac{d^\ell y}{dt^\ell} \quad (2.62)$$

სადაც $n > m$; აქ პირობითად მიღებულია, რომ $\frac{d^0}{dt^0} = 1$.

წრფივი სისტემების კვლევის დროს, ჩვეულებრივად ადგენენ საწყის პირობებს. საწყის მდგომარეობად მიღებულია სისტემის წონასწორობა, ე.ი. ძრავი არ მუშაობს.

ხოლო გარეგანი ზემოქმედება წარმოადგენს ერთეულოვან ფუნქციას - $I(t)$ ან ერთეულოვან იმპულსს (დირაკის ფუნქცია) - $\delta(t)$. სისტემაში გამავალი რეაქცია შესაბამისად ღებულობს გარდამავალი ფუნქციის სახეს $h(t)$ და გარდამავალ იმპულსურ ფუნქციას - $g(t)$.

განვიხილოთ სისტემაში გამავალი წრფივი ჰარმონიული რხევა

$$Y(t) = B \rho^j (\omega t + \varphi_1) = B \rho^j \varphi_1 \cdot \rho^{j\omega t} = \dot{B} \rho^{j\omega t} \quad (2.63)$$

სადაც $\dot{B} = B \rho^j \varphi_1$ - კომპლექსური ამპლიტუდაა.

სისტემის დამყარებული რეჟიმისათვის გამომავალ რეაქციას ასევე ეწევა ჰარმონიული ხასიათი

$$x(t) = A \rho^j (\omega t + \varphi_2) = A \rho^j \varphi_2 \cdot \rho^{j\omega t} = \dot{A} \rho^{j\omega t} \quad (2.64)$$

ეს განტოლება წარმოადგენს (2.61) განტოლების კერძო ამოხსნას.

(2.63) და (2.64) განტოლების მონაცემების ჩასმით (2.62) განტოლებაში მივიღებთ

$$\dot{A} \sum_{x=0}^n a_K (j\omega)^K = \dot{B} \sum_{\ell=0}^m b_\ell (j\omega)^\ell \quad (2.65)$$

მაშასადამე სისტემის გამოსასვლელში და შესასვლელში ჰარმონიული რხევის კომპლექსური ამპლიტუდების შეფარდება წარმოადგენს წრფივი სისტემის რხევითი ენერჯიის გადაცემათა კოეფიციენტს:

$$W_F(j\omega) = \frac{\dot{A}}{\dot{B}} = \frac{A}{B} \rho^{j(\varphi_2 - \varphi_1)} = \frac{\sum_{\ell=0}^m b_\ell (j\omega)^\ell}{\sum_{x=0}^n a_K (j\omega)^K} = \frac{Q(j\omega)}{P(j\omega)} \quad (2.66)$$

თუ მივიღებთ, რომ $\varphi_2 - \varphi_1 = \varphi$ მაშინ

$$W_F(j\omega) = \frac{A}{B} \rho^{j\varphi} \quad (2.67)$$

(2.65) და (2.66) განტოლებების გათვალისწინებით შეიძლება დავასკვნათ, რომ

$$\left. \begin{aligned} \frac{A}{B} &= |W_F(j\omega)| = \left| \frac{Q(j\omega)}{P(j\omega)} \right| \\ \varphi &= \arg W_F(j\omega) = \arg \frac{Q(j\omega)}{P(j\omega)} \end{aligned} \right\} \quad (2.68)$$

აღსანიშნავია, რომ რხევითი ენერჯიის გადაცემათა კოეფიციენტი წარმოადგენს სისტემიდან გამომავალი ჰარმონიული რხევის ამპლიტუდის (A) შეფარდებას შემავალი ჰარმონიული რხევის ამპლიტუდასთან (B) გარეგანი ზემოქმედების დროს. ეს თანაფარდობა დამოკიდებულია სიხშირეზე ω და ის წარმოადგენს სისტემის $K(\omega)$ ამპლიტუდურ მახასიათებელს. სიდიდე φ წარმოადგენს ფაზურ ძვრას გამომავალი და შემავალ ჰარმონიულ პროცესებში. დამოკიდებულება $\varphi(\omega)$ წარმოადგენს ფაზურ სიხშირულ მახასიათებელს, მაშასადამე სისტემის კომპლექსური რხევითი ენერჯიის გადაცემათა კოეფიციენტი წრფივი სისტემისათვის შეიძლება დავწეროთ

$$W_F(j\omega) = K(\omega) e^{j\varphi(\omega)} \quad (2.69)$$

როგორც (2.69) ტოლობიდან სჩანს, რხევითი ენერჯიის გადაცემათა კოეფიციენტი წარმოადგენს საკმარისად მახასიათებელ პარამეტრს წრფივი სისტემისათვის ე.ი. ის დამოკიდებულია მხოლოდ გამოსაკვლევი სისტემის დინამიკურ თვისებებზე, რომელიც გამოისახება მოძრაობის განტოლებათა კოეფიციენტებით, ასევე იგულისხმება, რომ სისტემაზე ზემოქმედება ან ჰარმონიულია, ან პერიოდული.

რხევითი ენერჯიის გადაცემათა კოეფიციენტი განსაზღვრავს ჩვენი სისტემისათვის პირველი და მეორე ობიექტების ურთიერთქმედების ხარისხს ანუ რა რაოდენობის ვიბრო ენერჯიის დემპფირება შეუძლია მე-3 რგოლის (ნახ.2.14). მაშასადამე, ამ პარამეტრის საშუალებით არის შესაძლებელი საყრდენი ბალიშების ეფექტურობის შეფასების პარამეტრების განსაზღვრა. რხევითი ენერჯიის გადაცემათა კოეფიციენტი მოცემული სისტემისათვის განისაზღვრება

$$W_F(t) = W_F(j\omega) = \frac{F_m(j\omega)}{F_n(j\omega)} \quad (2.70)$$

სადაც $F_n(j\omega) = m_n [\check{V}_n(j\omega)]^2$, ხოლო $F_m(j\omega) = m_m [\check{V}_m(j\omega)]^2$;

m_n - ძრავის მთლიანი მასაა კგ; $[\check{V}_n(j\omega)]^2$ - ძრავის საყრდენ ზედაპირზე ვიბროსიჩქარის საშუალო კვადრატული მნიშვნელობაა, მ/წმ; m_m - ავტომობილის ჩარჩოს მასაა კგ, რომელიც მოდის ალგუნებაში ძრავის მუშაობის დროს; $[\check{V}_m(j\omega)]^2$ -

ავტომობილის ჩარჩოს ზედაპირის (საყრდენის გარშემო) ვიბროსიჩქარის საშუალო კვადრატული მნიშვნელობაა მ/წმ.

იმისათვის, რომ განისაზღვროს ზედაპირებზე ვიბროსიჩქარის კვადრატული მნიშვნელობა პირველ რიგში შეირჩევა ძრავის საყრდენებზე და ავტომობილის ჩარჩოზე საყრდენის გარშემო 1დმ² ფართის მქონე ზედაპირი და მასზე ამაგრებენ 1-2 ვიბროგადამწოდს, რომლის საშუალებით თითოეულ ზედაპირზე ზომავენ ერთდროულად ვიბრო სიჩქარის დონეს $L_{VK}(j\omega)$, დბ. მაშასადამე ძრავის საყრდენის ზედაპირზე ვიბროსიჩქარის საშ. კვადრატული მნიშვნელობა სიხშირეზე დამოკიდებულებით განისაზღვრება ფორმულით

$$[\check{V}_n(j\omega)]^2 = \frac{1}{K} [V_0^2 \sum_{K=1}^n 10^{0,1[L_{Vn}(j\omega)]}] \quad (2.71)$$

სადაც K - შერჩეულ ზედაპირზე ვიბროსიჩქარის გასაზომი წერტილების რაოდენობა;

$V_0 = 5 \cdot 10^{-8}$ მ/წმ - ვიბროსიჩქარის ზღვრული მნიშვნელობაა;

$L_{Vn}(j\omega)$ - ვიბროსიჩქარის ლოგარითმული დონის საშუალო მნიშვნელობაა, დბ.

ანალოგიურად განისაზღვრება ვიბროსიჩქარის საშუალო კვადრატული მნიშვნელობა ავტომობილის ჩარჩოზე

$$[\check{V}_m(j\omega)]^2 = \frac{1}{K} [V_0^2 \sum_{K=1}^n 10^{0,1[L_{Vm}(j\omega)]}] \quad (2.72)$$

მაშასადამე (2.71) და (2.72) ფორმულების გათვალისწინებით (2.70) მიიღებს სახეს

$$W_F(t) = \frac{F_m(j\omega)}{F_n(j\omega)} = \frac{m_m \sum_{K=1}^n 10^{0,1[L_{Vm}(j\omega)]}}{2 \cdot i \cdot m_n \sum_{K=1}^n 10^{0,1[L_{Vn}(j\omega)]}}$$

მაშასადამე სისტემის რხევით ენერჯის გადაცემათა კოეფიციენტის მნიშვნელობა უნდა იცვლებოდეს $0 < W_F(j\omega) < 1$ ზღვრებში. უნდა აღინიშნოს, რომ კოეფიციენტის მნიშვნელობა რაც უფრო მეტად უახლოვდება 0-ს, მაშინ საყრდენი ბალიშების მოქმედება მით უფრო ეფექტურია და მით ნაკლები ენერჯია გადაეცემა ავტომობილის ჩარჩოს. ამავე დროს ენერჯის გადაცემათა კოეფიციენტის სიხშირული მახასიათებელი იძლევა საშუალებას განისაზღვროს სიხშირეებზე დამოკიდებულებით რეზონანსული პროცესები. ამ შემთხვევაში კოეფიციენტის მნიშვნელობა $W_F(j\omega) > 1$.

მეორე თავის დასკვნები

1. ძრავის მუშაობის პროცესში წარმოქმნილი ვიბროსიგნალის ამპლიტუდურ-სიხშირული მახასიათებლის კვლევის შედეგად გამოვლინდა, რომ მუხლა ლილვის სიბრტყეში დისბალანსის 10 გრ·სმ-ით გაზრდის შედეგად ამპლიტუდების გაზრდა იზრდება 25 %-ით.
2. ექსპლუატაციის პირობებში, ძირითადი ყელების საკისრებში ღრეჩოს გაზრდის, საბარბავე საკისრებში კი ცვეთის პროდუქტების და ზეთის ჭუჭყის დაგროვების, დგუმ-ცილინდრის ჯგუფის დეტალებზე ნამწვი ჭვარტლის ფენის დალექვის და სხვა მოვლენების გამო დისბალანსის სიდიდე იზრდება საშუალოდ 2-4 ჯერ. დისბალანსის კონტროლის ამჟამად არსებული მეთოდები მეტად შრომატევადია და ექსპლუატაციის პირობებში ვერ უზრუნველყოფენ საჭირო ოპერატიულობას და სიზუსტეს.
3. დადგინდა, რომ ძრავის უქმი სვლის სტაციონარულ რეჟიმზე მუშაობის დროს ძალური აგრეგატის ვერტიკალური რხევების ვიბროსიჩქარის ამპლიტუდასა და მუხლა ლილვის და მასთან ერთად მბრუნავი დეტალების დისბალანსს შორის არსებობს სწორხაზოვანი დამოკიდებულება
4. დამუშავდა ძრავის ავტომობილის ჩარჩოზე დამაგრების დრეკადი საყრდენების ორიგინალური კონსტრუქცია, რომელიც არსებული მოდელებისაგან გამოირჩევა იმით, რომ კონუსური გეომეტრიული ფორმის გამო აქვს დრეკადობის და დემპფირების არაწრფივი მახასიათებელი, რაც იძლევა ჩასახშობი ვიბრაციული ველის ამპლიტუდურ სიხშირული დიაპაზონის გაზრდის საშუალებას;

თავი 3. დრეკად საყრდენებზე განლაგებული სატრანსპორტო

ოთხცილინდრიანი შიგაწვის ძრავის რხევითი პროცესი

3.1. შიგაწვის ძრავისაგან გამოწვეული ხმაურის და ვიბრაციის შემცირების საანგარიშო მეთოდები

შიგაწვის ძრავის მიერ გენერირებული ვიბრაციების და ხმაურის გაანგარიშების მრავალსახეობები შეიძლება გაერთიანდნენ ორ ძირითად სახეში - შიგა და გარე ხმაურის ანგარიშებში. სატრანსპორტო საშუალების შიგა ხმაური, რომელიც გენერირდება შიგაწვის ძრავის მუშაობის შედეგად, გადაეცემა ჰაერით და სტრუქტურული ელემენტებით.

სტრუქტურული ხმაურის წილი მნიშვნელოვანია მსუბუქ ავტომობილებში, მიკროავტობუსებსა და სატვირთო-სამგზავრო ავტომობილებში, სადაც გამოიყენება შეუწონასწორებელი დგუმიანი ძრავები. ბგერის გავრცელების თავისებურებას შიგა წყაროდან სალონის კედლებს გარეთ წარმოადგენს ბგერის ნაწილობრივი ჩახშობა და დიფრაგირება გარე შემომსაზღვრელ კონსტრუქციებზე. თუ გავითვალისწინებთ, რომ სატრანსპორტო საშუალებების რეალურ სალონებს აქვთ შემომსაზღვრელი კონსტრუქციების არათანაბარი ხმაურშედწევადობა, აგრეთვე ამ კონსტრუქციებში ღია სივრცეების, ხვრელების, ნახვრეტების არსებობა, შეუძლებელია შემოვიფარგლოთ მხოლოდ წყაროსთან ახლოს განლაგებულ კონსტრუქციებში ბგერის შეღწევის ანგარიშებით. ამასთან ბგერის ენერგია არათანაბრად ნაწილდება ძარას ელემენტებში, რაც აუცილებლად უნდა იყოს გათვალისწინებული გათვლების დროს [10].

სატრანსპორტო საშუალების ოპერატორის სამუშაო ადგილზე უშუალოდ შედწეული ძრავის ხმაური შეიძლება აღიწეროს შემდეგი სახით:

$$L_{\text{ძრ.ოპ}} = L_{w\text{ძრ}} - a_2 - x \pm L_{AE}$$

სადაც $L_{w\text{ძრ}}$ – ძრავის ბგერითი სიმძლავრის სპექტრია, დბ;

$$a_2 = k_1 \lg R_d / r_d$$

k_1 – კოეფიციენტი, რომელიც აიღება ძრავის კორპუსსა და ოპერატორის სამუშაო

ადგილს შორის მანძილზე დამოკიდებულებით;

R_d – სამუშაო ადგილია, მ;

r_d – მანძილია ძრავიდან კაპოტის პანელამდე, მ.

ხმაურის სტრუქტურული კომპონენტის გამოთვლის თავისებურებას წარმოადგენს ბგერითი ენერგიის (მანძილის გათვალისწინებით) ინტენსივობის ჰარმონიული დანამატი, როელიც გამოიყენა ხმაურის წყაროს მიერ (მოდელის დისკრეტული კვანძები) ცვალებადი რიცხვით $S_{var}(t)$ და აღიქმება ოპერატორის ადგილიდან გარემომცველ სივრცეში. ბგერითი დაწნევის განაწილების ხაზები შიგა მოცულობაში შეიძლება მივიღოთ არასტაციონარული სტატისტიკური დატვირთვის პრობლემის გადაწყვეტის გზით:

$$[K] \cdot \{\Delta(t)\} = \{0\}$$

სადაც $[K]$ – შიგა მოცულობის სიხისტის მატრიცაა;

$\{\Delta(t)\}$ – პანელის ვიბროდეფორმაციების ფორმირების ვექტორია შეზღუდული სივრცის ფარგლებში;

$\{0\}$ – დატვირთვის ვექტორია, რომელიც ნულის ტოლია.

პანელის ვიბროსიჩქარეები განისაზღვრება დინამიკური დატვირთვის პრობლემის გადაწყვეტით, როდესაც A_x , A_y , A_z ვიბროსიჩქარეების ცვლადი ვექტორები გამოიყენებიან პანელის კორპუსთან შემაერთებელი კინემატიკური კვანძების ხაზოვანი თავისუფლების ხარისხების მიმართულების გასწვრივ.

შიგაწვის ძრავის ხმაურის კომპლექსური შემცირება შესაძლებელია ხმაურის შემამცირებელი ეფექტური საშუალებების გამოყენებით დაბალსიხშირულ დიაპაზონში, ერთ-ერთ მათგანს წარმოადგენს აქტიური ხმაურჩახშობა, რომელიც იძლევა მგზავრების სალონში ძრავის ხმაურის შემცირების საშუალებას სატრანსპორტო საშუალების წონის ერთდროულად შემცირებასთან ერთად. მგზავრების სალონში ხმაურის აქტიური შემცირების საანგარიშოდ შეიძლება გამოყენებული იყოს ადრე გაზომილი შიგაწვის ძრავის მახასიათებლები, ასევე იმიტაციური მოდელირების მეთოდი.

ბოლო წლებში აკუსტიკაში და მათ შორის სატრანსპორტო საშუალებების ხმაურის კვლევის სფეროში ფართო გავრცელება მოიპოვეს რიცხვითმა მეთოდებმა (სასრული ელემენტების, სასაზღვრო ელემენტების და მათმა ერთობლივობამ). დღეისათვის არსებობს მთელი რიგი რიცხვით მეთოდებზე დაფუძნებული პროგრამული უზრუნველყოფის კომერციულად ხელმისაწვდომი პაკეტი. ალგორითმები, რომლებიც დაფუძნებულია ჰიბრიდულ (როგორცაა სასრული ელემენტების და სასაზღვრო ელემენტების რიცხვითი მეთოდების კომბინაცია) გადაწყვეტაზე, იძლევიან ელექტროაკუსტიკური გარდამქმნელების, აგრეთვე აკუსტიკური გამოსხივების და გაბნევის პრობლემების ძალზე ეფექტური და ზუსტი რიცხვითი პროგნოზირების საშუალებას. ამ მხრივ რიცხვით მეთოდებზე დაფუძნებულ, საკმაოდ გავრცელებულ უზრუნველყოფას წარმოადგენს პროგრამა “SYSNOISE”, რომელიც დამუშავებულია კომპანია “Numerical Integration Technologies” – ის მიერ.

სასრული ელემენტების მეთოდი წარმოადგენს ყველაზე უფრო ფართოდ გამოყენებად მეთოდს. ამ მეთოდის მაღალმა „ტექნოლოგიურობამ“ განაპირობა მის

საფუძველზე შექმნილიყო მთელი რიგი სტანდარტული პროგრამები სამრეწველო სისტემების სასაზღვრო ამოცანების გადაწყვეტის მიზნით, კერძოდ, გადაწყვეტოს დრეკადობის თეორიის ამოცანები. ასეთი სისტემების გამოყენება არ მოითხოვს რიცხვითი მეთოდების თეორიის და პროგრამირების ნიუანსების ცოდნას. აკუსტიკური ტალღების გავრცელების მოდელირების მიზნით არსებობს სასრული ელემენტების სტანდარტული მეთოდები, რომელთა გამოყენების შემთხვევაში მოდელირებადი სტრუქტურა დაიყოფა მარტივი გეომეტრიული ფორმის სასრული რაოდენობის დისკრეტულ ელემენტებად (მაგალითად, ექვსკუთხედი ან ტეტრაედრი). ამ სასრული ელემენტების ფარგლებში სიჩქარეთა პოტენციალური ველი გამოითვლება „წვეროებზე“, ე.წ. „კვანძებში“ სიჩქარეთა პოტენციალის ინტერპოლიაციით. ამ მიდგომის გაერთიანება ძირითად კერძო დიფერენციალური განტოლების ვარიაციულ ფორმულირებასთან გვაძლევს ჩვეულებრივ დიფერენციალურ განტოლებათა სისტემას, რომელსაც, თავის მხრივ, მივყავართ წრფივ ალგებრულ განტოლებათა სისტემამდე. უსაზღვრო არეების მოდელირებისათვის დამუშავებულია ეგრეთწოდებული უსასრულო ელემენტები.

სასაზღვრო ელემენტების მეთოდი გულისხმობს აკუსტიკური ტალღების გავრცელების ფიზიკური პროცესების (დაწნევა, სიჩქარე, ძალა) ასახვას მხოლოდ მის საზღვრებზე. ამ მეთოდის ძირითადი უპირატესობაა, რომ თავისუფლების ხარისხის რიცხვი გაცილებით მცირეა, ვიდრე სასრული ელემენტების მეთოდის გამოყენების შემთხვევაში. მეორეს მხრივ, სასაზღვრო ელემენტების მეთოდი ჯერ კიდევ არ არის ისე დეტალურად დამუშავებული, როგორც სასრული ელემენტების მეთოდი.

შიგაწვის ძრავის აკუსტიკური დიზაინის მრავალრიცხოვანი პრობლემებისათვის არეები და საზღვრები საკმაოდ რთულია. მეორე მხრივ სასაზღვრო ელემენტების მოდელი შეიძლება დაეხმაროს ინჟინერ-აკუსტიკოსს განსაზღვროს ხმაურის შემცირების ეფექტი ამა თუ იმ ხმაურჩამხშობი მასალის გამოყენების შემთხვევაში და სატრანსპორტო საშუალების შიგა ხმაურის შემცირების მიზნით მიიღოს ყველაზე უფრო ოპტიმალური გადაწყვეტილება. ეს მეთოდი აგრეთვე იძლევა ძრავის განყოფილებაში ნახვრეტების ზომების და განთავსების ადგილების (მათ შორის აქტიური ხმაურის წყაროს არსებობის შემთხვევაშიც) განსაზღვრის საშუალებას. აგრეთვე ძრავის განთავსების სივრცეში აკუსტიკური გამოსხივების შეფასების და ოპტიმიზაციის შესაძლებლობას. ამრიგად, სასაზღვრო ელემენტების

მეთოდი შესაძლებელია გამოყენებული იყვეს შიგაწვის ძრავების როგორც შიგა ასევე გარე აკუსტიკური პრობლემების ეფექტურად გადასაწყვეტად.

სასრული და სასაზღვრო ელემენტების ერთობლივი გამოყენების მეთოდი იძლევა შიგაწვის ძრავების აკუსტიკური დიზაინის სრულყოფისათვის რიცხვითი მეთოდების შესაძლებლობების გაფართოების საშუალებას. ასე მაგალითად, სასრული და სასაზღვრო ელემენტების მეთოდების ცალ-ცალკე გამოყენების შემთხვევაში მიღებულია, რომ ისინი ახდენენ მხოლოდ აკუსტიკური გარემოს მოდელირებას. ასეთ შემთხვევაში ბგერითი ტალღები უმთავრესად გამოწვეულია ვიბრირებადი სტრუქტურის ზედაპირით, რომელზედაც არ მოქმედებს იქ არსებული გარემო (შემაერთებელი გათვლა). მრავალ შემთხვევაში გარემოს სტრუქტურული ზემოქმედების (მაგალითად მოქნილი სტრუქტურების შემთხვევაში) უგულებელყოფა შეუძლებელია. ამ დროს უნდა შესრულდეს ერთობლივი გათვლა, რომლის დროსაც მექანიკური და აკუსტიკური პრობლემები უნდა განიხილებოდეს ერთობლივად სტრუქტურული და აკუსტიკური განტოლებების ერთდროული გადაწყვეტით.

ხმაურჩამხშობების დაპროექტების საანგარიშო მეთოდებთან ერთად პრაქტიკაში ფართო გავრცელება მოიპოვეს კვლევის ექსპერიმენტალურმა მეთოდებმა. ამ მეთოდების დახმარებით შესაძლებელია მივიღოთ მაყუჩების ხმაურჩამხშობ მასალების აკუსტიკური მახასიათებლები, გამოვიკვლიოთ მაყუჩებში მიმდინარე ფიზიკური პროცესები, შეფასდეს სხვადასხვა ფაქტორების გავლენა, მაგალითად გაზის ნაკადის გავლენა მაყუჩის აკუსტიკურ მახასიათებლებზე.

აგრეთვე დიდი მნიშვნელობა აქვს ხმის მაყუჩების სასტენდო გამოცდას, რომელიც შეიძლება დაიყოს ძრავით და ძრავის გარეშე გამოცდებად. ძრავის გარეშე გამოცდის მეთოდი მნიშვნელოვანია მაყუჩის პროექტირების ადრეულ სტადიაზე, როდესაც განისაზღვრება ანგარიშისათვის საჭირო საწყისი მონაცემები, ცალკეული ელემენტების მახასიათებლები, ზოგიერთი ემპირიული დამოკიდებულება.

აკუსტიკური მახასიათებლების გამოსაკვლევი ექსპერიმენტალური დანადგარი შეიძლება დამუშავდეს კვლევის მიზნებზე დამოკიდებულებით (ამ შემთხვევაში სალონში გადაცემული ხმაურის დონის გამოკვლევა). სატრანსპორტო საშუალების ხმაურის კომპლექსური შემცირების მიზნით ჩატარებული ექსპერიმენტალური გამოკვლევების დროს აგრეთვე საჭიროა ხმაურის შემცირების ეფექტის უზრუნველყოფა ხმაურის დიაპაზონის ფართო სპექტრში. დაბალსიხშირულ არეში

ხმაურის შესამცირებლად ყველაზე უფრო პერსპექტიულია აქტიური კომპენსაციის მეთოდის გამოყენება.

ექსპერიმენტალური კვლევების შემდგომი ეტაპია შიგაწვის ძრავის აკუსტიკური მახასიათებლების მოტორულ-სასტენდო გამოცდა. ამასთან აკუსტიკური გაზომვები ტარდება თავისუფალ ანუ დიფუზიურ ბგერით ველში. და ბოლოს, სატრანსპორტო საშუალებების ხმაურის სრულმასშტაბიანი გამოკვლევა რეალურ საგზაო პირობებში. მაგალითად, ხმაურის გაზომვა სატრანსპორტო საშუალების სალონში მიზანშეწონილია მოხდეს 120 კმ/სთ სიჩქარემდე მკვეთრი გაქანების დროს. გაზომვის ადგილია მძღოლის და მგზავრების დასაჯდომები. მიკროფონები უნდა დაყენდეს დასაჯდომებიდან შუა ნაწილიდან 0,6 მეტრის სიმაღლეზე. გასაზომი აკუსტიკური მახასიათებლები რეგისტრირდება ხმაურმზომის მაქსიმალური მაჩვენებლებ მიხედვით მუშაობის რეჟიმზე „ჩქარი“. აგრეთვე გასათვალისწინებელია სატრანსპორტო საშუალების სალონში გენერირებული ვიბრაციები. სატვირთო ავტომობილებში 1-3 ჰერცის სიხშირეებზე აღიძვრებიან დარესორებული მასის რხევები, 6-20 ჰერცის სიხშირეზე ძალური დანადგარის, კაბინის, ხიდების (როგორც მყარი სხეულების) რხევები. 7 - 11 ჰერცის სიხშირეებზე წარმოიშობიან ჩარჩოს ღუნვითი და გრეხითი რხევების პირველი ფორმები. 30 ჰერცზე მეტ სიხშირეებზე კი წარმოიშობიან სატვირთო ავტომობილის ჩარჩოს ღუნვითი რხევების ფორმები კვანძების მრავალრიცხოვნებით და სხივურობით. მსუბუქ ავტომობილებში 25 – 30 ჰერცის სიხშირეებზე ჩნდებიან ძარას ღუნვითი და გრეხითი რხევების პირველი ფორმები, საჭის თვალის საკუთარი რხევები და სხვა. სხვადასხვა დროს ჩატარებული ექსპერიმენტები [10] აჩვენებენ, რომ შიგა ხმაურის სპექტრში ყველაზე უფრო მეტი ბგერითი ენერჯია თავმოყრილია ინფრაბგერით და დაბალი ბგერითი სიხშირეების ზონაში და გამოწვეულია სატრანსპორტო საშუალებების კინემატიკური აღგზნებით. ამავე დროს ინფრაბგერის ინტენსივობა კაბინაში ან ძარაში მნიშვნელოვნად იზრდება სატრანსპორტო საშუალების ცუდსაფარიან გზაზე მოძრაობისას, აგრეთვე თვლების ბრუნთა სიხშირის და დაურესორებელი მასების საკუთარი სიხშირეების და ძარას ან ჩარჩოს პირველი ფორმის ღუნვითი და გრეხითი რხევების სიხშირეების დამთხვევის დროს.

სატრანსპორტო საშუალებებში დაბალსიხშირული ბგერითი და ინფრაბგერითი ველების გამოკვლევის სირთულე აგრეთვე განპირობებულია იმ ფაქტორით, რომ

ჩვეულებრივი აკუსტიკური აპარატურა იძლევა მხოლოდ ისეთი სიდიდეების სკალიარული რეგისტრაციის საშუალებას, როგორცაა ბგერითი დაწნევის დონე და გამოუსადეგარია ინფრაბგერის გამოსაკვლევად, როდესაც სალონის ჩაკეტილი მოცულობა მცირეა ბრტყელი ტალღის სიგრძესთან შედარებით. საჭიროა აგრეთვე იმის გათვალისწინება, რომ სატრანსპორტო საშუალების ძარას და კაბინის პანელების ბგერითი ვიბრაციები საკმაოდ რთული ხასიათისაა. მაგალითად, მსუბუქი ავტომობილებისათვის 100 ჰც სიხშირეზე ძარას უკანა იატაკის პანელზე აღინიშნება გაზრდილი ვიბრაციების ერთი ზონა, მაშინ, როდესაც 150 ჰც სიხშირეზე ასეთი ზონები სამია. უფრო მაღალ სიხშირეებზე ვიბრაციის ხასიათი კიდევ უფრო მეტად რთულდება. ამასთან, მსუბუქი ავტომობილის ძარას პანელების ღუნვითი რხევების სიხშირეები (70-190 ჰც) განთავსებული არიან ოთხცილინდრიანი შიგაწვის ძრავის იძულებითი რხევების სიხშირულ ზონაში. ამის გამო შიგაწვის ძრავიანი სატრანსპორტო საშუალების ხმაურის მახასიათებლების ექსპერიმენტალური კვლევების დროს საჭიროა შეფასდეს ძარას შემავალი ძვრადობების მნიშვნელობები იმ ადგილებში, სადაც ხდება ძრავიდან ვიბროაკუსტიკური შემფოთებების გადაცემა.

ლოკალურ უბანზე, მსმენელის თავის გარშემო ბგერის აქტიური კომპენსაცია პირველად გამოიკვლია ოლსონმა და მეემ . აქ კომპენსაციის ამოცანა დაიყვანება ბგერითი დაწნევის დონის შემცირებამდე ერთეულოვანი საკონტროლო მიკროფონის პოზიციაში. იმ პირობით, რომ მიკროფონი განლაგებულია აქტიური ხმამაღლამოლაპარაკესთან ახლოს, კომპენსაციის მნიშვნელოვანი ეფექტის მისაღწევად არ მოითხოვება მართვის რთული სისტემის გამოყენება და არ შეინიშნება ბგერითი დაწნევის მნიშვნელოვანი გაზრდის ეფექტი იმ ადგილებში, რომლებიც დაშორებული არიან აქტიური კომპენსაციის ამ ლოკალური სისტემისაგან (მაგალითად, მგზავრები სხვა ადგილებზე სატრანსპორტო საშუალების სალონში). აქტიური ხმამაღლამოლაპარაკეს ახლო ზონაში დადგმული იქნება სივრცითი ინტერფერენციის სისტემა ძრავის მუშაობით შექმნილ პირველსაწყის ბგერით ველსა და აქტიური მაკომპენსირებელი წყაროს ველს შორის. ეს სისტემა ზუსტად განსაზღვრავს ლოკალური აქტიური კომპენსაციის სისტემის სიხშირით მახასიათებლებს და შეიძლება გამოკვლეული იყოს პირველსაწყისი ბგერითი ველის სუფთა ტონის დაწნევის განაწილების სახით და ხმამაღლამოლაპარაკით, რომელიც მოძრაობაში მოდის იგივე სიხშირეზე და გამოიყენება საკონტროლო მიკროფონის განლაგების

ზონაში ბგერითი დაწნევის საკომპენსაციოდ. იმ არეს, სადაც პირველადი დაწნევა მცირდება 10 დეციბელზე მეტად, „სიჩუმის ზონას“ უწოდებენ. ტერმინი „საკონტროლო მიკროფონი“ გულისხმობს მიკროფონს, რომელიც უშუალოდ ზომავს იმ ბგერით დაწნევას, რომლის მიხედვითაც მსჯელობენ ჩახშობის ეფექტზე. აქტიური კომპენსაციის მეთოდით შიგაწვის ძრავის კომპლექსური ექსპერიმენტალური გამოკვლევების დროს მნიშვნელოვან მომენტს ხმაურის გადაცემის სტრუქტურული გზების გათვალისწინება წარმოადგენს.

აქტიური კომპენსაციის გამოყენებით შიგაწვის ძრავის კომპლექსური ექსპერიმენტალური გამოკვლევების დროს მნიშვნელოვანია ხმაურის გადაცემის სტრუქტურული გზების გათვალისწინება. პირველადი წყარო (ძრავი) ახდენს შეზღუდულ სივრცეში შეზღუდული რაოდენობის სტრუქტურული წყაროს მიერ გადაცემული ხმაურის და ვიბრაციის გენერაციას. ამრიგად, შესაძლებელი ხდება ხმაურის და ვიბრაციის აქტიური კომპენსაციის საშუალებით შეზღუდული სივრცის შიგნით ამ გზებით გადაცემული ხმაურის შემცირება. აქტიური კომპენსაციის ასეთი სტრატეგიის სირთულე დამოკიდებულია სტრუქტურული წყაროს ბუნებაზე, ტალღების ფორმაზე და დისკომფორტის გამომწვევი წყაროს სიხშირულ დიაპაზონზე. სატრანსპორტო ძრავების ხმაური და ვიბრაციები თავისი ბუნებით არიან პერიოდულები. თუ ძრავის ხმაური მგზავრთა სალონს გადაეცემა ღეროვან სტრუქტურებში აკუსტიკური ტალღების გავრცელების გზით, მაშინ პრობლემა გარკვეულ მიახლოებით არხებში ბგერის აქტიური კომპენსაციის ანალოგიურია. ერთი მნიშვნელოვანი განსხვავება იმაში მდგომარეობს, რომ სტრუქტურული ტალღების გავრცელების სიჩქარე შეიძლება იყოს გაცილებით მეტი, ვიდრე ამას აქვს ადგილი აკუსტიკურ შემთხვევაში, განსაკუთრებით კომპრესიული ტალღებისათვის, ამიტომ ხშირად შეუძლებელია აქტიური კომპენსაციის პრაქტიკული გამოყენების მიზნით მაკონტროლებელის დამზადება.

კარგი ვიბროაკუსტიკური მახასიათებლის მქონე ძრავის დამზადების და გამოცდების დროს საჭიროა შედგეს კომპრომისი კარგ ვიბროიზოლიაციასა და დანადგარის სიხისტეს შორის (ბოლო პირობა გულისხმობს, რომ სტატიკური ძვრა მცირეა). ეს ბალანსი გარკვეული ხარისხით შეიძლება დაცული იყოს ბგერის და ვიბრაციის აქტიური გენერატორის გამოყენებით. აქტიური მეთოდებით შიგაწვის ძრავის ხმაურის და ვიბროიზოლიაციის ეფექტურად უზრუნველსაყოფად ზოგად

შემთხვევაში უნდა ხდებოდეს ვიბრაციის ექვსი კომპონენტის რეგულირება (სამი წინსვლით-უკუსვლითი და სამი მბრუნავი). თუმცა იმისათვის, რომ შევამციროთ დანადგარის აქტიური კომპენსაციის სირთულე, შესაძლებელია ისეთი პასიური კომპონენტების დამუშავება, რომლებიც უზრუნველყოფენ კარგ იზოლიაციას ყველა ვიბრაციული კომპონენტის მიმართ. ფირმა „Carl Freudenberg“ - ის მიერ დამუშავდა და განხორციელდა შიგაწვის ძრავის ჰიბრიდული (აქტიურ-პასიური) ხმაურის და ვიბროიზოლიაციის გამოცდის პროექტი, რომელიც ვიბროსაიზოლიაციო საყრდენად ჰიდრავლიკური კვანძის გამოყენებას ეფუძნება.

20 ჰერცის სიხშირის ქვევით ასეთი საყრდენი მოქმედებს როგორც ჩვეულებრივი ჰიდროკვანძი, სადაც ჩახშობა ხდება ცენტრალურ და ქვედა საკნებს შორის გარდამავალი სითხის დახმარებით. უფრო მაღალ სიხშირეებზე საკნების შემაერთებელ ვიწრო არხებში სითხის ინერცია იმდენად მაღალია, რომ უკვე ხდება სითხის ნაკადის ბლოკირება.

ელექტრომაგნიტური გენერატორი ამოდრავებს მეტალის დიაფრაგმას, რომელიც თავის მხრივ მოქმედებს ცენტრალურ საკანში არსებულ სითხეზე და იწვევს მნიშვნელოვან რხევებს ჩამაგრების ფუძესთან, საყრდენისათვის დამახასიათებელი ჰიდრავლიკური გაფართოების გამო. ექსპერიმენტის შედეგებმა აჩვენა, რომ შესაძლებელია ვიბრაციების მნიშვნელოვანი შემცირება ძრავის მუშაობის სიხშირეზე თუ კომპენსაციის სისტემაში გამოყენებული იქნება ძრავის ერთჯერადი აქტიური საყრდენი. ერთჯერადი სტრუქტურული გზის აქტიური კომპენსაციის დახმარებით მიღწეული იყო ბგერითი დაწნევის 12 დეციბელამდე შემცირება

სატრანსპორტო საშუალების ხმაური მხოლოდ ძრავის საყრდენებიდან გადაცემული ვიბრაციებით არ არის გამოწვეული. ჩვეულებრივ არსებობენ ძრავთან სხვა მექანიკური შემაერთებლების გვერდითი გზები და გამომშვები და შემშვები სისტემების აკუსტიკური გადაცემები. ძრავის ხმაურის კომპლექსური შემცირებისათვის საჭიროა ხმაურის კომპენსაცია აღნიშნულ გზებზედაც. მეტად რთულია ვიბრაციის გადამცემი ყველა გვერდითი გზებისათვის აქტიური კომპენსაციის გამოყენება, მაგრამ შესაძლებელია ვიხმაროთ აქტიური კომპენსაციის გაერთიანებული აკუსტუკური და ვიბროაკუსტიკური სისტემა, რომელიც შეიცავს აქტიურ კვანძებს და შიგა მიკროფონებს, სტრუქტურულ აქსელერომეტრებს და მიკროფონებს ცდომილების გადამწოდების სახით. ასეთი სისტემა შეამცირებს

ვიბრაციებს დომინირებული სტრუქტურული გზებიდან და აკუსტიკურად არეგულირებს გვერდითი გზებიდან გავრცელებულ ნარჩენ ბგერით მოვლენებს. ასეთი სისტემა იყენებს ერთჯერად აქტიურ საყრდენს და ორ შიგა ხმამაღლამოლაპარაკეს, რომლებიც რეგულირდება მრავალჯერადი ცდომილების ალგორითმის გამოყენებით.

მნიშვნელოვან მომენტს ექსპერიმენტალური კვლევების ჩატარებისას წარმოადგენს, სატრანსპორტო საშუალების სალონში ყველა დასაჯდომი ადგილის გარემომცველ სივრცეში ხმაურის შემცირების ეფექტის მიღწევა ძრავის სხვადასხვა რეჟიმებზე მუშაობისას. ექსპერიმენტები აჩვენებენ, რომ შეინიშნება ბგერის დონის მნიშვნელოვანი ცვლილება ბრუნთა სიხშირეზე დამოკიდებულებით, აგრეთვე გაზომვების ჩატარების უბნის მიხედვით, მაგალითად, სალონის სხვადასხვა სავარძელთან.

ამრიგად, შიგაწვის ძრავის დაბალსიხშირული ხმაურის ეფექტური შემცირებისათვის საჭიროა მრავალარხიანი სისტემა გარკვეულ წერტილებში განლაგებული ცდომილების მიკროფონებით (მაგალითად მძლოლის და მგზავრების ყურების მდებარეობის ზონებში) და ალგორითმი, რომელიც თავიდან აგვაცილებს ისეთ ეფექტს, როდესაც ბგერის დონის შესუსტებას ერთ წერტილში თან სდევს მისი გაძლიერება სატრანსპორტო საშუალების სალონის სხვა წერტილში. რადგანაც მგზავრთა სალონში ბგერის დონე იცვლება ძალზე სწრაფად ძრავის ბრუნვის სიხშირეზე, დატვირთვაზე ან მგზავრის განლაგების ადგილზე დამოკიდებულებით, ამიტომ, ბგერითი ველის ცვლილების გათვალისწინების მიზნით, აქტიური კომპენსაციის ნებისმიერი ალგორითმი საკმაოდ სწრაფად უნდა იყოს გამოთვლილი.

მთელ რიგ ავტომწარმოებელ კომპანიებთან (“Lotus Engineering”, “Volkswagen”, “BMW”, “Nissan” და სხვა) ერთად სპეციალიზირებული კონსალტინგური ფირმების (“Müller BBM GmbH”, “Sound Attenuators Ltd.”, “Nelson Industries”, “Topexpress Ltd”, “Noise Cancellation Technologies, Inc.”, “ActiveNoise and Vibration Technologies, Inc” და სხვა) და სამეცნიერო-კვლევითი დაწესებულებების და უნივერსიტეტების მიერ (National Research Development, Fraunhofer-Gesellschaft, Southampton University და სხვა) წარმოდგენილია სამგზავრო სალონში ხმაურის სრულმასშტაბიანი აქტიური კომპენსაციის ექსპერიმენტალური გამოკვლევების შედეგები, აგრეთვე აქტიური კომპენსაციით აღჭურვილი სატრანსპორტო საშუალებების საცდელი ნიმუშები.

მაგალითად, ფირმა “Lotus Engineering” - მა (ინგლისი) საუტგემპტონსკის უნივერსიტეტის ბგერის და ვიბრაციის ინსტიტუტთან ერთად მიაღწია სხვადასხვა მოდიფიკაციის მსუბუქი ავტომობილების შიგა დაბალსიხშირული ხმაურის მნიშვნელოვან შემცირებას. “Esprit Turbo” მოდელისათვის ამოცანას წარმოადგენდა ხმაურის შემცირება სალონში ძრავის მუშაობის ყველაზე ხმაურიან სიხშირეზე. გამოყენებული სისტემა შეიცავდა მგზავრის დონეზე განლაგებულ ოთხ მიკროფონს და ორ ექვსდიუმიან ხმამაღლამოლაპარაკეს. ანთების სისტემის დახმარებით ხდებოდა ძრავის სიჩქარის სიგნალის დაკავშირება მართვის მიკროპროცესულ კვანძთან, რომელიც აკონტროლებდა ბგერის დაწნევის დონეს მიკროფონებზე და საჭირო გამოსასვლელის გენერირებას თითოეულ დინამიკზე. შედეგად მიღწეულია 10 დეციბელით შემცირების ეფექტი სალონის შიგნით თითოეული ადგილისათვის. სისტემა განსაკუთრებით ეფექტურია 200 ჰერცზე უფრო დაბალი სიხშირეების შესამცირებლად. “Toyota-Celica” - ზე დაყენებულმა აქტიური კომუნიკაციის სისტემამ გამოავლინა 10 – 15 დეციბელით შემცირების ეფექტი.

3.2. საყრდენებზე განთავსებული ძრავის რხევებზე მოქმედი ფაქტორები

შიგაწვის ძრავი წარმოადგენს ენერგეტიკულ დანადგარს, რომელიც ცილინდრში საწვავი ნარევის წვის შედეგად წარმოქმნილ დაწნევის ძალას გარდაქმნის დგუშის გადატანით და შემდგომ მქნევარას ბრუნვით მოძრაობად. ამასთან, დგუშები და ბარბაცები გადაადგილდებიან მნიშვნელოვნად ცვალებადი სიჩქარეებით, რასაც თან სდევს პერიოდულად მოქმედი ინერციის ძალების წარმოქმნა. ძრავის მუშაობის პროცესში მის ცილინდრებში გაზების წნევა იცვლება ფართო ზღვრებში.

გაზების წვის შედეგად წარმოქმნილი დაწნევის ძალის და ძრავის მოძრავი ნაწილების ინერციის ძალების ცვლილების პერიოდულობა იწვევს ძრავის კორპუსის ვიბრაციებს. ამ პერიოდული შემფოთებების მოქმედება იწვევს ძრავის რთულ ვიბრაციებს, რომლებიც მის სიჩქარით და სადატვირთვო რეჟიმებზეა დამოკიდებული. სხვადასხვა კონფიგურაციის მქონე ძრავებში წარმოქმნილი ვიბრაციების გამომწვევი ძირითადი ძალების ზუსტი თეორიული გნსაზღვრა ვერ ხერხდება, რადგანაც

არსებობენ ვიბრაციების გამომწვევი სხვა ისეთი წყაროებიც, რომელთა გათვალისწინება ძალზე რთულია. ასეთ ფაქტორებს განეკუთვნებიან [46]:

- მბრუნავი ნაწილების ნარჩენი დისბალანსი;
- დგუშების ცემა მოძრაობის მიმართულების ცვლილების მომენტში;
- გაზოდინამიკური რხევები შემშვებ სისტემაში;
- საწვავის აალება და წვა ცილინდრებში;
- დარტყმები კბკლანა გადაცემებში;
- დარტყმები სარქველების მექანიზმში;
- გამონაბოლქვი გაზების იმპულსები;
- დგუშ-ბარბაცა ჯგუფის კომპლექტების წონების სხვაობა;
- წნევების ცვალებადობის არაიდენტურობა ცილინდრების და ციკლების მიხედვით, რაც გამოწვეულია საწვავის განსხვავებული განაწილებით და აალებით, სარქველების არასწორი მუშაობით და ა.შ.

შიგაწვის ძრავების ვიბროაქტიურობის კვლევის მეთოდები პირობითად შეიძლება დავყოთ სამ ჯგუფად სიხშირეების სამი ქვედიაპაზონის შესაბამისად:

- დაბალსიხშირული დიაპაზონი (დსდ) 20-300 ჰერცი;
- საშუალოსიხშირული დიაპაზონი (სსდ) 300-1500 ჰერცი;
- მაღალსიხშირული დიაპაზონი (მსდ) 1500-10000 ჰერცი.

თითოეული დიაპაზონისათვის დამახასიათებელია შემაშფოთებელი ძალების, ძრავის კონსტრუქციის სიხშირითი მახასიათებლების და რხევითი ენერჯის გადაცემის პროცესის საკუთარი თავისებურებები. დაბალსიხშირულ დიაპაზონში ვიბრაციის წარმოქმნა ხდება გადატანით მოძრაობაში მყოფი მასების ინერჯის ძალებისაგან, ამ ძალების მომენტებისაგან, მბრუნავი მასების ცენტრიდანული ინერჯის ძალებისაგან და ა.შ. ამ სიხშირულ დიაპაზონში შემაშფოთებელ ძალებს პრაქტიკულად აქვთ დისკრეტული, დეტერმინირებული ხასიათი, ხოლო ძრავი, როგორც მერხევი სისტემა, საკმაოდ კარგად განისაზღვრება შეყურსული პარამეტრების სასრული რიცხვით, თუმცა კონსტრუქციის ზოგიერთი დეტალი (მუხლა ლილვი, კარტერი და სხვა) შეიძლება განხილული იყოს როგორც განაწილებულ პარამეტრებიანი სისტემა.

საშუალოსიხშირულ დიაპაზონში ძრავის ვიბრაციის წყაროდ მიჩნეულია საწვავის წვის შედეგად წარმოქმნილი დაწნევის ძალები, დაბალსიხშირულ

დიაპაზონში მოქმედი შემაშფოთებელი ძალების მაღალი ჰარმონიკები, დგუმის ხახუნის და დარტყმები მკვდარ წერტილებში, აგრეთვე საწვავშემფრქვევი აპარატურის მოძრავ შეერთებებში, გაზგამანაწილებელ მექანიზმში და კბილანურ გადაცემებში. შემაშფოთებელი ძალები სიხშირეთა ამ დიაპაზონში აგრეთვე შეიძლება ჩაითვალოს დეტერმინირებულად. რადგანაც ძრავის დეტალების და კვანძების საკუთარი რხევების სიხშირეები იმყოფებიან დაბალ და საშუალოსიხშირულ დიაპაზონში, ძრავის კონსტრუქცია არ შეიძლება ჩაითვალოს აბსოლუტურად მყარად და არადეფორმირებადად.

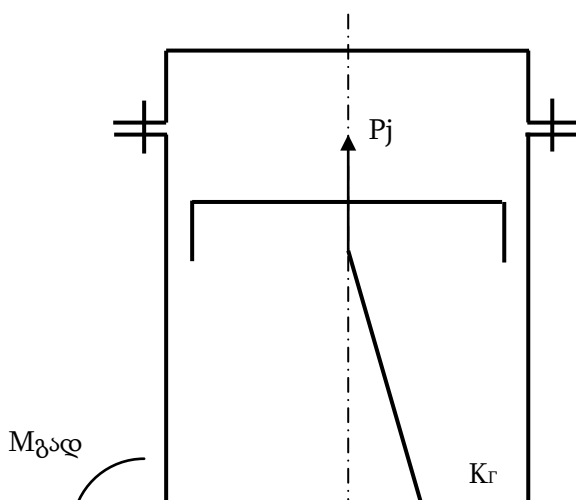
ძრავის ვიბრაციის გამოკვლევისას რხევების მაღალსიხშირულ დიაპაზონში, შემაშფოთებელი ძალები და მათი მაღალი ჰარმონიკები ისეთივე ხასიათის არიან, როგორებიც საშუალოსიხშირულ დიაპაზონში, თუმცა მაღალსიხშირულ დიაპაზონში ეს ძალები გამოირჩევიან დიდი ფლუქტუაციით (*ფლუქტუაცია [ლათ. fluctuatio მერყეობა] (ფიზ.). რაიმე სიდიდის შემთხვევითი გადახრა მისი საშუალო მნიშვნელობიდან.*) და შეიძლება განხილული იყვნენ როგორც შემთხვევითი სიდიდეები. აქ მნიშვნელოვნად იზრდება მდოვრედ მზარდი სპექტრალური სიმკვრივის ხმაურის ფონის როლი, რომლის წარმოშობა შეიძლება დავუკავშიროთ ხახუნს დეტალებსა და კვანძებში, გაზოდინამიკურ რხევებს ცილინდრებში საწვავის წვის დროს, გამაგრებელი სითხის კავიტაციურ მოვლენებს და სხვა. სიხშირეთა ამ დიაპაზონში ძრავის ზოგიერთი ელემენტი, როგორებიცაა ფირფიტები, კოჟუხები, ჩარჩოები, ფუნდამენტები, შეიძლება განხილული იყოს როგორც სისტემა განაწილებული პარამეტრებით. თუმცა ანალიტიკური გათვლები შეზღუდულია სასაზღვრო პირობების და ტალღის გავრცელების მიმართულების დადგენის სირთულით [46].

ასე, რომ დაბალსიხშირულ დიაპაზონში ვიბრაციების დროს ტალღის სიგრძე აჭარბებს ძრავის ხაზოვან ზომებს და შესაძლებელია მისი კორპუსი შეიცვალოს დრეკად საყრდენებზე მოთავსებული ხისტი მასით, რომელსაც აქვს ექვსი თავისუფლების ხარისხი. შესაბამისად, შეწონასწორებულად ჩაითვლება ისეთი ძრავი, რომლის მუშაობის დროსაც რეაქციები მის საყრდენებზე სიდიდით და მიმართულებით იქნებიან უცვლელი. როგორც ზემოთ აღინიშნა, ძრავის დაბალსიხშირული ვიბრაციების გამომწვევ ძირითად შემაშფოთებელ ძალებს წარმოადგენენ (ნახ.3.1) :

- წინსვლით-უკუსვლით მოძრავი დეტალების (დგუშის კომპლექტი) ინერციის ძალები;
- მბრუნავი ნაწილების (მუხლა ლილვი, მქნევარა) ინერციის ძალები;
- ბრტყელ-პარალელურად მოძრავი ნაწილების (ბარბაცა) ინერციის ძალები;
- ინერციის ძალების მომენტები;
- შიგაწვის ძრავის გადამყირავებელი მომენტი.

უნდა აღინიშნოს, რომ ტრადიციულად მიღებულია ბრტყელ-პარალელურ სიბრტყეში მოძრავი ბარბაცა შეიცვალოს ორმასიანი სისტემით, რომლებიც ერთმანეთთან დაკავშირებული იქნება უწონადი ელემენტით. ერთი მათგანი ასრულებს წინსვლით-უკუსვლით მოძრაობას დგუშთან ერთად და მეორე - ბრუნვით მოძრაობას მრუდხარას საბარბაცე ყელთან ერთად. შესაბამისად, ხდება რეალურად მიმდინარე ფიზიკური პროცესიდან უმნიშვნელო გადახრა, რადგანაც ექვივალენტური ბარბაცას ინერციის მომენტი არ შეესაბამება რეალურს.

ვერტიკალური დაბალსიხშირული ვიბრაცია გამოწვეულია გადატანით მოძრავი ნაწილების ინერციის ძალებით და ცენტრიდანული ძალების ვერტიკალური მდგენელებით. ჰორიზონტალური დაბალსიხშირული ვიბრაციები განპირობებულია ცენტრიდანული ძალების ჰორიზონტალური მდგენელებით. ძრავის ბრუნვითი რხევები გრძივი ღერძის მიმართ გამოწვეულია გადამყირავებელი მომენტის ცვლადი მდგენელით და ცენტრიდანული ძალის ჰორიზონტალური მდგენელით. ძრავის ბრუნვითი რხევები განივი ღერძის მიმართ გამოწვეულია გადატანით მოძრავი ნაწილების ინერციის ძალების მომენტებით და ცენტრიდანული ძალების ვერტიკალური მდგენელებით.



ნახ.3.1. შიგაწვის ძრავის შეუწონასწორებლობის გამომწვევი ძალური ფაქტორები.

შიგაწვის ბრუნვითი რხევები ვერტიკალური ღერძის მიმართ გამოწვეულია ცენტრიდანული ძალების ჰორიზონტალური მდგენელის მომენტით.

დღუშზე და შემდგომ მხლა ლილვის საყრდენებზე მოქმედი გაზების დაწნევის ძალა არ გადაეცემა ფუნდამენტს, არამედ პასკალის კანონის მიხედვით წონასწორდება გაზებთან შეხებაში მყოფი ელემენტების დეფორმაციებით.

ძრავის მაბრუნე მომენტი გადაეცემა სატრანსპორტო საშუალების ტრანსმისიას, სადაც ხდება მისი შეწონასწორება.

ძრავის სიმძიმის ძალა სიდიდით და მიმართულებით არ ცვლის ძრავის საყრდენების რეაქციებს, და ამიტომ არ მოქმედებს ძრავის შეწონასწორებაზე როგორც ძალური ფაქტორი, თუმცა ძრავის მასას და მის მოცულობაში განაწილებას ინერციული პარამეტრის თვალსაზრისით უდიდესი მნიშვნელობა აქვს.

დღეისათვის არ არსებობს მექანიზმი, რომელიც შეძლებდა ძრავის გადამყირავებელი მომენტის სრულად დაბალანსებას, თუმცა თეორიულად ეს შესაძლებელია, რადგანაც გადამყირავებელი მომენტი მაბრუნე მომენტის ფუნქციაა.

მრავალცილინდრიანი ძრავის შეწონასწორების ანალიზისათვის მას წარმოადგენენ პირობითად რამდენიმე ერთცილინდრიანი ძრავის სახით, რომლებზედაც მოქმედებენ ძალური ფაქტორების მთელი ნაკრები სპექტრი და რომელთა მრუდხარები ერთმანეთისაგან დაძრული არიან გარკვეული კუთხით.

ცალკეულ პირობით ერთცილინდრინ ძრავებში მოქმედმა ერთგვაროვანმა ძალურმა ფაქტორებმა, იკრიბებიან რა მუხლა ლილვის სიგრძეზე, შეიძლება გაზარდონ ან შეასუსტონ(სრულ განეიტრალებამდეც კი) ერთმანეთზე შეუწონასწორებელი ზემოქმედება. ამრიგად, ძრავის კონსტრუქციული სქემა სერიოზულ გავლენას ახდენს საყრდენებზე მის რხევებზე. სხვა ფაქტორები, რომლებიც აგრეთვე ახდენენ გავლენას დრეკად საყრდენებზე სატრანსპორტო შიგაწვის ძრავის რხევებზე შემდეგია:

- მოძრავი დეტალების განსხვავებული წონები;
- ცალკეულ ცილინდრებში მუშა პროცესების დროის მიხედვით არაიდენტური მიმდინარეობა;
- ძრავის კორპუსის დრეკად-მასიური და მადემპფირებელი მახასიათებლები;
- ძრავის ინერციის ცენტრის და დრეკადი საყრდენების ურთიერთგანლაგება;
- საყრდენების სიხისტითი და მადემპფირებელი მახასიათებლები.

სხვაობა მოძრავი დეტალების წონებს შორის, პირველ რიგში დგუშის კომპლექტის და ბარბაცასი, როგორც მათი უზუსტო დამზადების შედეგი, გამოვლინდება მრავალცილინდრიანი რიგითი ძრავის მთელ სიგრძეზე მოქმედი ინერციის დამატებითი ძალების და მომენტების სახით. ასეთ მოვლენას ებრძვიან, დეტალების დამზადებაზე დაშვებების გამკაცრებით და აგრეთვე სელექციური აკრების მეთოდის გამოყენებით.

თანმიმდევრული მუშა ციკლების არაიდენტურობა ეწოდება ამ ციკლებში საშუალო მახრუნი მომენტების არაიდენტურობას, რაც იწვევს მუხლა ლილვის კუთხური სიჩქარის და შესაბამისად საყრდენებზე ძალური აგრეგატის დამატებით რხევებს, შედეგად სატრანსპორტო საშუალების საექსპლუატაციო პირობები უარესდება [56]. მახრუნი მომენტის უთანაბრობა განპირობებულია ძრავის მუშა პროცესის ციკლური ხასიათით, აგრეთვე მრუდხარა-ბარბაცა მექანიზმის კინემატიკური თავისებურებებით. ყოველივე ეს თავის მხრივ იწვევს მუხლა ლილვის კუთხური სიჩქარის ეგრეთწოდებულ ბუნებრივ უთანაბრობას. მუშა პროცესის იდენტურობის და მასთან დაკავშირებული ჯამური მახრუნი მომენტის იდენტურობის დარღვევა კი შემდგომ მუშა ციკლებში იწვევს მუხლა ლილვის ბრუნვის სიხშირის ცვლილებას, რაც გამოვლინდება მისი ბრუნვის ბუნებრივი უთანაბრობის სახით. როგორც აღნიშნავენ [56] მუშა პროცესების არაიდენტურობის

გათვალისწინება განსაკუთრებით საჭიროა უქმი სვლის და მცირე დატვირთვების რეჟიმებზე.

ძრავის კორპუსული ელემენტების დრეკადი-მასური და მადემპფირებელი მახასიათებლების ცოდნა საჭიროა მისი საკუთარი რხევების სიხშირეების საანგარიშოდ, აგრეთვე რეზონანსული მოვლენების წარმოქმნის შესაძლებლობების გასათვალისწინებლად.

საერთო შემთხვევაში ძრავის რხევები საყრდენებზე ურთიერთკავშირში არიან, ანუ ინერციის ამა თუ იმ ღერძის მიმართ (ან ირგვლივ) გადაადგილება იწვევს სხვა ღერძების მიმართ (ან ირგვლივ) გადაადგილებებს. საყრდენების თანაბარ მანძილებზე განლაგებით ძრავის ინერციის ცენტრზე გამავალი რომელიმე სიბრტყის მიმართ, შესაძლებელია მისი რხევების ურთიერთკავშირის შემცირება. იდეალური ვარიანტია -შერესორებული სხეულის ინერციის მთავარი ცენტრალური ღერძების თანხვედრა შერესორების სიხისტის მთავარ ცენტრალურ ღერძებთან. თუ მექანიზმი ისეა შერესორებული, რომ მის ყველა მთავარ რხევებში კავშირი მის ექვსი მიმართულებით გადაადგილებებს შორის, რომელიც შეესაბამება დეკარტის კოორდინატთა სისტემას, შენარჩუნებულია, მაშინ შემაშფოთებელი ძალის ნებისმიერ ჰარმონიკას (მათ რიცხვს მიეკუთვნება ყველა ძალა, რომლებიც მოქმედებენ სამივე ღერძის მიმართულებით და მათ ირგვლივ მოქმედი მომენტები) შეუძლია სისტემის ექვსი რეზონანსის გამოწვევა. თუ კავშირი გადაადგილებებს შორის შეზღუდულია ან საერთოდ არ არის, მაშინ შემაშფოთებელი ძალის ერთი და იგივე ჰარმონიკის მიერ გამოწვეული რეზონანსების რიცხვი შესაბამისად შეზღუდულია. ეს გარემოება ბუნებრივია გვაიძულებს ვიპოვოთ საყრდენების ისეთი განლაგება, რომლის დროსაც რხევები ინერციის მთავარი ღერძების მიმართულებით და მათ ირგვლივ შეძლებისდაგვარად იყვნენ განცალკევებული [55]. თუმცა რხევების სრული გაყოფა უმრავლეს შემთხვევაში ვერ ხერხდება მთელი რიგი კონსტრუქციული გართულებების გამო. განსაკუთრებით მნიშვნელოვანია შიგაწვის ძრავის ინერციის ცენტრის მდებარეობის ზუსტი ცოდნა და მისი დრეკადი საყრდენების განლაგების ადგილების ოპტიმალური შერჩევა პროექტირების სტადიაზე

3.3. დრეკად საყრდენებზე განთავსებული შიგაწვის ძრავების რხევების აღმწერი მათემატიკური მოდელების ანალიზი

სატრანსპორტო საშუალების შიგაწვის ძრავის საყრდენებზე რხევების თეორიული გათვლები საშუალებას გვაძლევს მნიშვნელოვნად შევამციროთ როგორც სალონში, ასევე გარემოზე გადაცემული ხმაურის და ვიბრაციების დონე. საყრდენებზე ძრავის რხევითი პროცესების კვლევებს ეძღვნება ი.ვ.ალექსეევის, ვ.ვ. გალევკოს, ლ.ვ. კორჩმნის, გ.ვ. ლატიშევის, ვ.ნ. ლუკანინის, ლ.მ. მინკინის, ო.კ. ნაიდენკოს, ვ.ე. ტოლსკის, მ.გ. შატროვის და სხვების შრომები.

ძრავის რხევების და მის დრეკად საყრდენებზე მოქმედი დატვირთვების გამოსაკვლევად იყენებენ სხვადასხვა სახის საანგარიშო მოდელებს. გაანგარიშების მეთოდის დახვეწა ძირითადად ხდება საანგარიშო სქემის დაზუსტების გზით და ისეთი საანგარიშო მოდელის შექმნით, რომელშიდაც ადექვატურად იქნება ასახული დასმული ამოცანის პირობები. ყველაზე უფრო მარტივ დინამიკურ მოდელს წარმოადგენს აბსოლუტურად ხისტ საფუძველზე (ჩარჩო ან ძარა) ნებისმიერი რაოდენობის დრეკადი საყრდენებით დასმული აბსოლუტურად მყარი სხეული.

ყოველი რეალური საყრდენი მოდელში შეცვლილია სამი მარტივი საყრდენით, რომელთა ღერძები ურთიერთმართობულია. ასეთ სქემას აქვს ექვსი თავისუფლების ხარისხი და მისი მდებარეობა დროის ნებისმიერ მომენტში შეიძლება განისაზღვროს შემდეგი ექვსი პარამეტრით: მასათა ცენტრის მდებარეობის სამი კოორდინატით და ძალური აგრეგატის შემობრუნების სამი კუთხით სამი ურთიერთმართობული ღერძის მიმართ. [58, 60]. მოდელის ძირითად მასურ-ინერციულ მახასიათებლებს წარმოადგენს: ძალური აგრეგატის მასა (M_i) და მისი ინერციის მთავარი მომენტები (J_x, J_y, J_z). მსგავსი მოდელები გამოიყენება ძალური აგრეგატის საკუთარი რხევების და მუშაობის შედეგად წარმოქმნილი რხევების საანგარიშოდ. უფრო რთული დინამიკური მოდელები გამოიყენება აქტიური (ძრავის მუშაობით გამოწვეული შემფოთებებისაგან) და პასიური (ავტომობილის მოძრაობით გამოწვეული შემფოთებებისაგან) ვიბროიზოლიაციის შესაფასებლად. ასეთ მოდელებში საფუძველი (ჩარჩო ან ძარა), რომელზედაც განთავსებულია ძალური აგრეგატი, აგრეთვე განლაგებულია დრეკად საყრდენებზე.

თავისუფლების რვა ხარისხის მქონე მოდელი ითვალისწინებს არა მარტო ძალური აგრეგატის (როგორც მყარი სხეულის) ექვსივე თავისუფლების ხარისხს, არამედ საფუძველის (ჩარჩოს და ძარას) ვერტიკალურად გადაადგილებასაც. ამასთან საფუძველის მოდელირება ხდება შეყურსული მასის (M_2) სახით, რომლის სიდიდე განისაზღვრება ნამდვილი დარესორებული მასის დაყვანით ძალური აგრეგატის სიახლოვეს გამავალი სატრანსპორტო საშუალების ღერძზე. გარდა ამისა, ასეთი მოდელი ითვალისწინებს დაურესორებელი მასის (M_3) ვერტიკალურ ძვრადობას.

ათი თავისუფლების ხარისხის მქონე მოდელი წინამორბედებისაგან იმით განსხვავდება, რომ ის ითვალისწინებს საფუძველის (ჩარჩოს და ძარას) ორი თავისუფლების ხარისხს. ასეთი მოდელის გამოყენების შემთხვევაში მოცემული უნდა იყოს საფუძველის მდებარეობა დრეკადი ელემენტების ჩამაგრების ორი წერტილის ვერტიკალური კოორდინატების მიხედვით. საფუძველის ინერციული მახასიათებლები – M_2 და ინერციის მომენტი საფუძველის მასათა ცენტრის მიმართ J_0 . ასეთი მოდელის ელემენტების რიცხვში აგრეთვე შედიან სატრანსპორტო საშუალების წინა და უკანა ღერძების დაურესორებელი მასები M_3 და M_4 , რომელთაგან თითოეულს აქვს თითო თავისუფლების ხარისხი და შეუძლია მხოლოდ ვერტიკალური მიმართულებით გადაადგილება.

ზემოთ აღწერილ მოდელებში შიგაწვის ძრავი განიხილება როგორც აბსოლუტურად მყარი სხეული, და შემაშფოთებელ ძალებად მხედველობაში მიიღება მხოლოდ გადატანითად მოძრავი და დაუბალანსებელი მბრუნავი მასებით წარმოქმნილი ინერციის ძალები და მომენტები; გაზების დაწნევის ძალები არ გაითვალისწინება, რადგანაც ისინი ჩაკეტილი არიან ცილინდრის სახურავსა და მუხლა ლილვს შორის და არ გადაეცემიან ძრავის საყრდენებს. თუმცა იმის გამო, რომ ცილინდრების სახურავს, კარტერს და მრუდხარა–ბარბაცა მექანიზმს აქვთ სასრული სიხისტე, გაზების ძალების ზემოქმედება იწვევს მათ დეფორმაციას და შესაბამისად გავლენას ახდენს ძრავის ვიბრაციის საერთო სურათზე. ამიტომ ვერტიკალური მიმართულებით ძრავის ვიბრაციების გამოკვლევის დროს, მისი კონსტრუქციული თავისებურებების გათვალისწინებით, ძრავი წარმოდგენილი უნდა იყოს დისკრეტული დრეკადმასიანი სისტემის სახით, რომელშიდაც ცალკეული ელემენტი განიხილება როგორც მასის, სიხისტის და დემპფირების შეყურსული პარამეტრი [46]. ასეთი მოდელის აგების შემთხვევაში მხედველობაში არ მიიღება ძრავის ვიბრაციებზე

უმნიშვნელო გავლენის მქონე დეფორმაციები, რის გამოც ზოგიერთი ელემენტს ენიჭება „აბსოლუტურად მყარის“ ფუნქცია. ასეთი დაშვება კი გვაძლევს საშუალებას ძრავი დავიყვანოთ რამდენინე თავისუფლების ხარისხის მქონე იდეალიზირებულ რხევით სისტემამდე. ძრავის დიდი, მასიური დეტალები და ელემენტები აღიჭურვებიან მხოლოდ ინერციული თვისებებით, ხოლო ადვილად დეფორმირებადი – მხოლოდ დრეკადი თვისებებით. აგრეთვე თვლიან, რომ აბსტრაგირებული მადემპფირებელი ძალა დამოკიდებული არ არის მასაზე და დრეკადობაზე და განპირობებულია მასალის შიგა ხახუნით ან მოხახუნე ზედაპირების ფარდობითი გადაადგილების სიჩქარით. მიუხედავად იმისა, რომ ძრავის ყოველი დეტალი და ელემენტი მთელი თავისი მოცულობით ამასთანავე წარმოადგენს ინერციის, დრეკადობის და დემპფირების თვისებების მატარებელს, ეს ცალკეული თვისებები მიეწერება ძრავის ცალკეულ ელემენტს და დეტალს. ასეთი დინამიკური მოდელი იძლევა როგორც შიგაწვის ძრავის ცალკეული ელემენტების დრეკად-მასური მახასიათებლებს, ასევე ცილინდრებში გაზების დაწნევის ძალებს შორის არსებული განსხვავებების გათვალისწინების საშუალებას.

ძალური აგრეგატის ამა თუ იმ მოდელის გამოყენება განისაზღვრება თეორიული გათვლების მიზნებით, საჭირო სიზუსტით და აუთენტური საწყისი მონაცემების არსებობით. ექვსი თავისუფლების ხარისხის მქონე მოდელი ძირითადად გამოიყენება საკუთარი რხევების საანგარიშოდ და სხვა მოდელების მსგავსად უზრუნველყოფს თანაბარ სიზუსტეს, როდესაც შემაშფოთებელი ძალები არ იწვევენ ძალური აგრეგატის მნიშვნელოვან რხევებს ვერტიკალური მიმართულებით. ათი თავისუფლების ხარისხის მქონე მოდელის გამოყენებას ართულებს სატრანსპორტო საშუალების დარესორებული მასების ინერციის მომენტების ზუსტი რეალური მნიშვნელობების არარსებობა.

3.4. საანგარიშო მოდელის და გათვლის მეთოდის შერჩევის წინაპირობები

შიგაწვის ძრავის კონსტრუქციის საფუძვლის მრუდხარა–ბარბაცა მექანიზმის კინემატიკურ ცვალებადობას თან სდევს ძრავის, როგორც დინამიკური სისტემის ინერციული მახასიათებლების ცვალებადობა. დინამიკური პროცესების ანალიზის მიახლოებითი მეთოდები ხშირად გამორიცხავენ ამ გარემოებებს [51, 60]. ასეთ შემთხვევებში თვლიან, რომ ძრავის აბსოლუტურად ხისტ კორპუსზე მოქმედებენ გარკვეული ინერციის ძალები, რომელთა სიდიდე უკავშირდება მოძრავი რგოლების მასებს და აჩქარებებს. ასეთი მიდგომის წინააღმდეგობრივობა იმაში მდგომარეობს, რომ ინერციის ძალები მოდებულია არა კორპუსის შიგნით მოძრავ დეტალებზე, არამედ თვითონ კორპუსის მასათა ცენტრში.

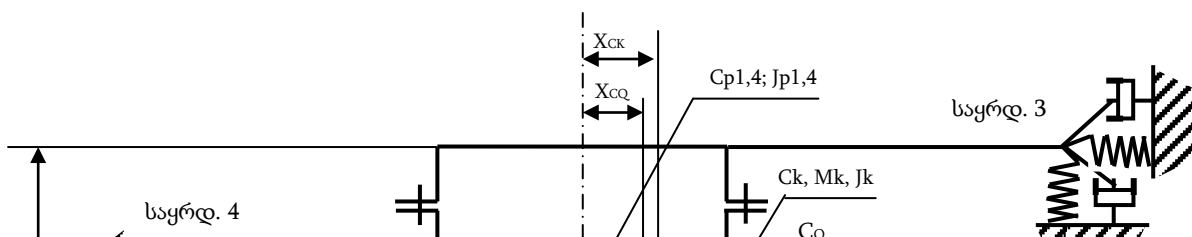
შიგაწვის ძრავის ვიბროდატვირთულობის ანგარიში ტარდება უქმი სვლის რეჟიმზე. ამ რეჟიმის არჩევა იმითაა განპირობებული, რომ უქმი სვლის მინიმალურ ბრუნთა რიცხვებზე დრეკად საყრდენებზე განლაგებული ძრავის რხევების გამომწვევ ძალთა სიხშირეები მდებარეობს მის საკუთარი რხევის სიხშირეებთან ახლოს, აგრეთვე ძრავის ცილინდრების და ციკლების მიხედვით მუშა პროცესებს შორის დიდი განსხვავებით.

განვიხილოთ სამგანზომილებიანი სქემის გამოყენებით შესრულებული საყრდენებზე განლაგებული ოთხცილინდრიანი შიგაწვის ძრავის საანგარიშო მოდელი. სადაც კორპუსი, მრუდხარა–ბარბაცა მექანიზმის ელემენტები და დგუშები წარმოდგენილი არიან როგორც აბსოლუტურად მყარი სხეულები, რომლებიც ქმნიან კინემატიკურად ცვალებად სტრუქტურას. ძრავის საყრდენები წარმოდგენილია წრფივი სიხისტის მქონე ელემენტების სახით, რომლებიც პარალელურადაა შეერთებული წრფივი მახასიათებლის მქონე დემპფერებთან (ნახ.3.2. და 3.3).

საანგარიშო მოდელის ძირითად ინერციულ მახასიათებლებს წარმოადგენენ:

$M_k, J_{kx}, J_{ky}, J_{kz}$ - კორპუსის მასა და ინერციის დაყვანილი მომენტებია შესაბამისად ძალური აგრეგატის ჰორიზონტალური (Ox), ვერტიკალური (Oy) და გრძივი (Oz) ღერძების მიმართ მობრუნების შემთხვევებში;

$M_v, J_{vx}, J_{vy}, J_{vz}$ - მუხლა ლილვის მასა და ინერციის დაყვანილი მომენტებია შესაბამისად ძალური აგრეგატის ჰორიზონტალური (Ox), ვერტიკალური (Oy) და გრძივი (Oz) ღერძების მიმართ მობრუნების შემთხვევებში;



ნახ.3.2. დრეკად საყრდენებზე განლაგებული შიგაწვის ძრავის საანგარიშო სქემა

$M_{pi}, J_{pix}, J_{piy}, J_{piz}$ - i -ური ცილინდრის მასა და ინერციის დაყვანილი მომენტებია შესაბამისად ძალური აგრეგატის ჰორიზონტალური (Ox), ვერტიკალური (Oy) და გრძივი (Oz) ღერძების მიმართ მობრუნების შემთხვევებში, სადაც $i = 1...4$;

$M_{si}, J_{six}, J_{siy}, J_{siz}$ - i -ური ბარბაცას მასა და ინერციის დაყვანილი მომენტებია შესაბამისად ძალური აგრეგატის ჰორიზონტალური (Ox), ვერტიკალური (Oy) და გრძივი (Oz) ღერძების მიმართ მობრუნების შემთხვევებში, სადაც $i = 1...4$;

სქემაზე ძირითადი გეომეტრული პარამეტრებია:

Ca - ძალური აგრეგატის ინერციის ცენტრია;

Ck - კორპუსის მასათა ცენტრია;

Cv - მუხლა ლილვის გრძივ ღერძზე დებარე მისივე მასათა ცენტრია;

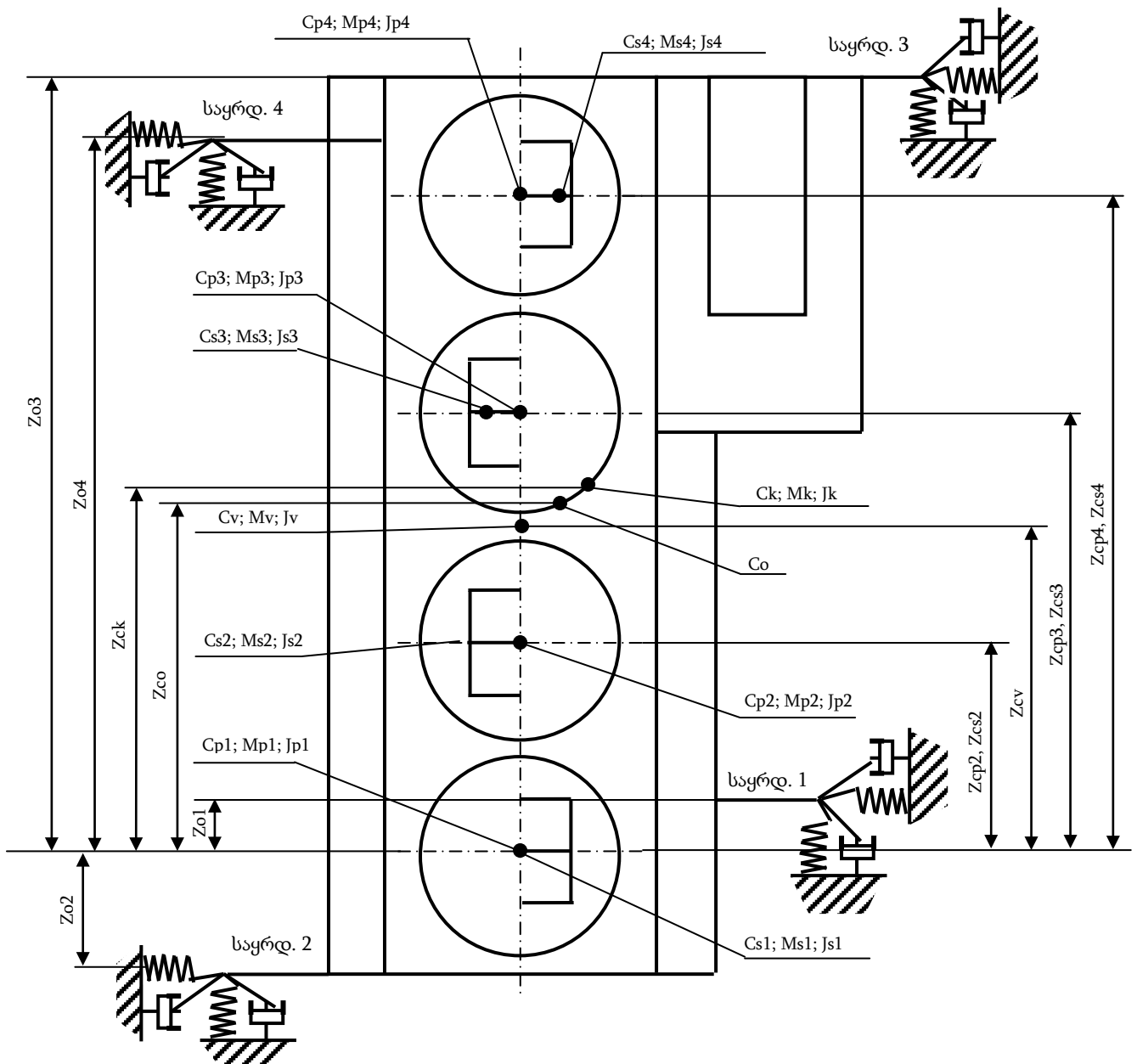
Cpi - i -ური ცილინდრის მასათა ცენტრია, სადაც $i = 1...4$;

Csi - i -ური ბარბაცას მასათა ცენტრია, სადაც $i = 1...4$;

X_{ca} - ჰორიზონტალური მანძილი მუხლა ლილვის ღერძიდან აგრეგატის ინერციის ცენტრამდე;

X_{ck} - ჰორიზონტალური მანძილი მუხლა ლილვის ღერძიდან კორპუსის მასათა ცენტრამდე;

Y_{ca} - ვერტიკალური მანძილი მუხლა ლილვის ღერძიდან აგრეგატის ინერციის ცენტრამდე;



ნახ.3.3. ოთხცილინდრიანი ძრავის საანგარიშო სქემა

Y_{ck} - ვერტიკალური მანძილი მუხლა ლილვის ღერძიდან კორპუსის მასათა

ცენტრამდე;

Zca - გრძივი მანძილი პირველი ცილინდრის ღერძიდან აგრეგატის ინერციის ცენტრამდე;

Zck - გრძივი მანძილი პირველი ცილინდრის ღერძიდან კორპუსის მასათა ცენტრამდე;

$Xcsi$ - ჰორიზონტალური მანძილი მუხლა ლილვის ღერძიდან i - ური ბარბაცას მასათა ცენტრამდე, სადაც $i = 1...4$;

$Ycsi$ - ვერტიკალური მანძილი მუხლა ლილვის ღერძიდან i - ური ბარბაცას მასათა ცენტრამდე, სადაც $i = 1...4$;

$Zcsi$ - გრძივი მანძილი პირველი ცილინდრის ღერძიდან i - ური ბარბაცას მასათა ცენტრამდე, სადაც $i = 1...4$;

$Xcpi$ - ჰორიზონტალური მანძილი მუხლა ლილვის ღერძიდან i - ური დგუშის მასათა ცენტრამდე, სადაც $i = 1...4$;

$Ycpi$ - ვერტიკალური მანძილი მუხლა ლილვის ღერძიდან i - ური დგუშის მასათა ცენტრამდე, სადაც $i = 1...4$;

$Zcpi$ - გრძივი მანძილი პირველი ცილინდრის ღერძიდან i - ური დგუშის მასათა ცენტრამდე, სადაც $i = 1...4$;

Xoi - ჰორიზონტალური მანძილი მუხლა ლილვის ღერძიდან i - ური საყრდენის დრეკადი ელემენტის დამაგრების წერტილამდე, სადაც $i = 1...4$;

Yoi - ვერტიკალური მანძილი მუხლა ლილვის ღერძიდან i - ური საყრდენის დრეკადი ელემენტის დამაგრების წერტილამდე, სადაც $i = 1...4$;

Zoi - გრძივი მანძილი პირველი ცილინდრის ღერძიდან i - ური საყრდენის დრეკადი ელემენტის დამაგრების წერტილამდე, სადაც $i = 1...4$;

ნახ.3.2 და ნახ.3.3–ზე გამოსახულ კონსტრუქციას აქვს შვიდი თავისუფლების ხარისხი. მისი მდებარეობა დროის ნებისმიერ მომენტში შესაძლებელია ერთმნიშვნელოვნად გამოისახოს შემდეგი კინემატიკური პარამეტრებით:

q_1, q_2 და q_3 - აგრეგატის ინერციის ცენტრის ჰორიზონტალური, ვერტიკალური და გრძივი გადაადგილება;

q_4 - აგრეგატის გადახრის კუთხეა XoY სიბრტყეში;

q_5 - აგრეგატის გადახრის კუთხეა XoZ სიბრტყეში;

q_6 - აგრეგატის გადახრის კუთხეა YoZ სიბრტყეში;

q_7 - ძრავის მუხლა ლილვის მობრუნების კუთხეა მისი გრძივი ღერძის მიმართ.

კონსტრუქციაში მოქმედი ძალური ფაქტორების მუშაობა შეიძლება გამოისახოს ვირტუალური გადაადგილებით შემდეგი ფორმულის საშუალებით:

$$\delta A = \sum_{i=1}^4 [P_{r_i} \cdot \delta V_{a_i} - P_{c_i} \cdot \delta S_i] - M_c \cdot \delta q_7 - M_e \cdot (\delta q_4 + \delta q_7) \quad (3.1)$$

სადაც P_{r_i} - გაზის წნევაა i - ურ ცილინდრში;

P_{c_i} - i - ურ ცილინდრში i - ური დგუშის გადაადგილების წინააღმდეგობის ძალაა;

M_c - საკისრებში მუხლა ლილვის ბრუნვის წინააღმდეგობის მომენტი;

M_e - მუხლა ლილვზე მომხმარებლის მხრიდან მოქმედი გარე დატვირთვის მომენტი;

δV_{a_i} - i - ური ცილინდრის სრული მოცულობის ვირტუალური ნაზრდია;

δS_i - i - ური დგუშის სვლის ვირტუალური ნაზრდია;

ცილინდრის სრული მოცულობის და i - ური დგუშის სვლის ვირტუალური ნაზრდი დაკავშირებული არიან შემდეგი დამოკიდებულებით:

$$\delta V_{a_i} = F \cdot \delta S_i \quad (3.2)$$

სადაც F - დგუშის ფართობია.

ვირტუალური მუშაობის გამოსახულება შეიძლება ჩაიწეროს ასე:

$$\delta A = \sum_{i=1}^4 [(P_{r_i} \cdot F - P_{c_i}) \delta S_i] - M_c \cdot \delta q_7 - M_e \cdot (\delta q_4 + \delta q_7) \quad (3.3)$$

თუ გავითვალისწინებთ, რომ დგუშის სვლა წარმოადგენს მუხლა ლილვის მობრუნების კუთხის ერთმნიშვნელოვან ფუნქციას, დგუშის სვლის ნაზრდი შეიძლება წარმოვადგინოთ შემდეგი გამოსახულებით:

$$\delta S_i = \frac{dS_i}{dq_7} \cdot \delta q_7 \quad (3.4)$$

ზემოთაღნიშნულის გათვალისწინებით ვირტუალური მუშაობა მიიღებს სახეს:

$$\delta A = \delta A = \sum_{i=1}^4 \left[(P_{r_i} \cdot F - P_{c_i}) \frac{dS_i}{dq_7} - (M_c + M_e) \right] \cdot \delta q_7 - M_e \cdot \delta q_4 \quad (3.5)$$

უქმი სვლის რეჟიმზე, როდესაც გარე დატვირთვის მომენტი ტოლია ნულის, ინდიკატორული მომენტი უდრის მექანიკური დანაკარგების მომენტს. ინდიკატორული მომენტის მყისიერი მნიშვნელობის სიდიდე განისაზღვრება გაზების ძალის მყისიერი მნიშვნელობით, რომელიც იცვლება ძრავის მუშა ციკლის განმავლობაში. ძალთა ბალანსის შენარჩუნების შესაბამისი მექანიკური დანაკარგების

მომენტის ცვლილება ყოველთვის რამდენადმე ჩამორჩება ინდიკატორული მომენტის ცვლილებას. ამრიგად, მუხლა ლილვის მუდმივ საშუალო სიხშირეზე მისი მყისიერი სიჩქარე განიცდის ვარირებას მუშა ციკლის განმავლობაში.

დრეკად ელემენტებში დემპფირების გათვალისწინების მიზნით საყრდენების ჩამაგრების წერტილებში მოდებულია გარე ძალები, რომლებიც წარმოდგენილია შესაბამისი საყრდენების ხაზოვანი დემპფირების კოეფიციენტების დაგრძელების სიჩქარეზე ნამრავლის სახით. ეს ძალები ელემენტარულად გამოისახებიან ძირითადი კინემატიკური პარამეტრების და კონსტრუქციის გეომეტრიული პარამეტრების საშუალებით.

შემდგომში განვიხილავთ შიგაწვის ძრავის უქმ სვლაზე მუშაობის რეჟიმს, როდესაც გარე დატვირთვის მომენტი ნულის ტოლია და ვუშვებთ, რომ მუხლა ლილვი ბრუნავს თავისი ღერძის მიმართ თავიდანვე ცნობილი კანონის მიხედვით და შესაძლებელია სისტემის თავისუფალი კინემატიკური პარამეტრებიდან მუხლა ლილვის მობრუნების კუთხის გამორიცხვა [56]. თუ მივიღებთ მუხლა ლილვის მობრუნების კუთხის ცვლილების გარკვეულ კანონს და გამოვრიცხავთ ამ კინემატიკურ პარამეტრს თავისუფლად მოცემული კინემატიკური პარამეტრებისგან, რითაც შევამცირებთ გამოსაკვლევ კონსტრუქციის თავისუფლების ხარისხს ექვსამდე და ფაქტიურად გადავალთ კინემატიკური დატვირთულობის ანალიზზე, ანუ ისეთ სადატვირთვო რეჟიმზე, როდესაც მუხლა ლილვის ბრუნვის კუთხური სიჩქარის ცვლილების კანონი წინასწარაა ცნობილი. ამთან, ის გარე ძალები, რომლებიც ირარჩუნებენ მუხლა ლილვის მობრუნების კუთხის მოცემულ კანონს, პირდაპირი ფორმით არ ფიგურირებენ სისტემისათვის მიღებულ დინამიკურ განტოლებებში.

ჩამოყალიბებული ფორმილურების სარწმუნოობა სრულიად განისაზღვრება იმით, თუ მუხლა ლილვის მობრუნების კუთხის ცვლილების მიღებული კანონი რამდენად შეესაბამება ცვლილების იმ ნამდვილ კანონს, რომელიც შეიძლება და ყოფილიყო მიღებული აღწერილ კონსტრუქციაზე ძრავის მუშა რეჟიმებით წარმოშობილი ძალების ზემოქმედების ანალიზის საფუძველზე.

თუ ვივარაუდებთ, რომ მუშა ციკლები სხვადასხვა ცილინდრებში და თანმიმდევრული ციკლები ერთ ცილინდრში სრულიად იდენტურია, ხოლო მბრუნავი დეტალების ინერციის მომენტები უზრუნველყოფენ ბრუნვის მცირე უთანაბრობას, შემდეგ განხილული იქნება მუხლა ლილვის დროის მიხედვით შემობრუნების

ყველაზე მარტივი, წრფივი კანონი - შეიძლება მუხლა ლილვის შემობრუნების კუთხური სიჩქარის მუდმივობის დაშვებაც. ასეთი დაშვება მისაღებია იმ მოსაზრებით, რომ მუხლა ლილვის კუთხური სიჩქარის ცვლილების ამპლიტუდების მნიშვნელობები თანმიმდევრულ მუშა ციკლებში მის საშუალო მნიშვნელობებთან შედარებით ძალზე მცირეა [56]. ასეთი დაშვება საკმაოდ ფართოდ გამოიყენება შიგაწვის ძრავის მრუდხარა-ბარბაცა მექანიზმის დეტალებს შორის დინამიკური ურთიერთქმედების ანალიზის დროს.

3.5. სატრანსპორტო შიგაწვის ძრავის დრეკად საყრდენებზე რხევის დინამიკის ძირითადი განტოლებები

ლაგრანჟის II გვარის განტოლებას აქვს შემდეგი სახე:

$$\frac{\partial L}{\partial q_i} - \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial L}{\partial \dot{q}_i} \right) = Q_i \quad (3.6)$$

სადაც q_i - განზოგადოებული ცვლადებია (მოცემულ შემთხვევაში განზოგადოებული ცვლადების როლში გამოდის q_1, q_2 და q_3 - კორპუსის მასათა ცენტრის ჰორიზონტალური, ვერტიკალური და გრძივი გადაადგილებები, q_4 - კორპუსის გადახრის კუთხეა XoY სიბრტყეში, q_5 - კორპუსის გადახრის კუთხეა XoZ სიბრტყეში, q_6 - კორპუსის გადახრის კუთხეა YoZ სიბრტყეში.

L - ლაგრანჟის ფუნქციაა, რომელიც გამოისახება შემდეგი ფორმით:

$$L = T - U \quad (3.7)$$

სადაც T და U - სისტემის კინეტიკური და პოტენციური ენერგიებია შესაბამისად;

$Q_i - i$ - ური განზოგადოებული გადაადგილების შესაბამისი განზოგადოებული ძალაა (მოცემულ შემთხვევაში $Q_i = 0$).

გამოსაცდელი კონსტრუქციის პოტენციური ენერგიის თავმოყრა ხდება მხოლოდ დრეკად საყრდენებში. ეს ენერგია განისაზღვრება როგორც ყველა დრეკადი ელემენტის დეფორმაციების ჯამი:

$$U = \frac{1}{2} \cdot \sum_{i=1}^4 \left[C_{xi} \cdot (\Delta_{xi})^2 + C_{yi} \cdot (\Delta_{yi})^2 + C_{zi} \cdot (\Delta_{zi})^2 \right] \quad (3.8)$$

სადაც $\Delta_{xi}, \Delta_{yi}, \Delta_{zi}$ - შესაბამისი საყრდენების დაგრძელებებია, $i = 1 \dots 4$;

C_{xi}, C_{yi}, C_{zi} - შესაბამისი საყრდენების სიხისტის კოეფიციენტებია, $i = 1 \dots 4$;

თუ საყრდენების დაგრძელებებს გამოვსახავთ განზოგადოებული გადაადგილებების მიხედვით მივიღებთ:

$$\begin{aligned}
 \Delta x_1 &= q_1 + (Y_{01} + Y_{ca}) \cdot q_4 - (Z_{ca} + Z_{01}) \cdot q_5 \\
 \Delta x_2 &= q_1 + (Y_{ca} + Y_{02}) \cdot q_4 - (Z_{ca} + Z_{02}) \cdot q_5 \\
 \Delta x_3 &= q_1 + (Y_{03} + Y_{ca}) \cdot q_4 - (Z_{03} + Z_{ca}) \cdot q_5 \\
 \Delta x_4 &= q_1 + (Y_{04} + Y_{ca}) \cdot q_4 - (Z_{04} + Z_{ca}) \cdot q_5 \\
 \Delta y_1 &= q_2 + (X_{01} + X_{ca}) \cdot q_4 - (Z_{ca} + Z_{01}) \cdot q_6 \\
 \Delta y_2 &= q_2 + (X_{02} + X_{ca}) \cdot q_4 - (Z_{ca} + Z_{02}) \cdot q_6 \\
 \Delta y_3 &= q_2 + (X_{03} + X_{ca}) \cdot q_4 - (Z_{03} + Z_{ca}) \cdot q_6 \\
 \Delta y_4 &= q_2 + (X_{04} + X_{ca}) \cdot q_4 - (Z_{04} + Z_{ca}) \cdot q_6 \\
 \Delta z_1 &= q_3 + (X_{01} + X_{ca}) \cdot q_5 - (Y_{01} + Y_{ca}) \cdot q_6 \\
 \Delta z_2 &= q_3 + (X_{02} + X_{ca}) \cdot q_5 - (Y_{ca} + Y_{02}) \cdot q_6 \\
 \Delta z_3 &= q_3 + (X_{03} + X_{ca}) \cdot q_5 - (Y_{01} + Y_{ca}) \cdot q_6 \\
 \Delta z_4 &= q_3 + (X_{04} + X_{ca}) \cdot q_5 - (Y_{04} + Y_{ca}) \cdot q_6
 \end{aligned} \tag{3.9}$$

გამოვსახოთ პოტენციალური ენერგია შემდეგი სახით:

$$\begin{aligned}
 U &= \frac{1}{2} \cdot C_{11} \cdot q_1^2 + C_{12} \cdot q_1 \cdot q_2 + C_{13} \cdot q_1 \cdot q_3 + C_{14} \cdot q_1 \cdot q_4 + C_{15} \cdot q_1 \cdot q_5 + C_{16} \cdot q_1 \cdot q_6 + \\
 &+ \frac{1}{2} \cdot C_{22} \cdot q_2^2 + C_{23} \cdot q_2 \cdot q_3 + C_{24} \cdot q_2 \cdot q_4 + C_{25} \cdot q_2 \cdot q_5 + C_{26} \cdot q_2 \cdot q_6 + \frac{1}{2} \cdot C_{33} \cdot q_3^2 + \\
 &+ C_{34} \cdot q_3 \cdot q_4 + C_{35} \cdot q_3 \cdot q_5 + C_{36} \cdot q_3 \cdot q_6 + C_{26} \cdot q_2 \cdot q_6 + \frac{1}{2} \cdot C_{44} \cdot q_4^2 + C_{45} \cdot q_4 \cdot q_5 + \\
 &+ C_{46} \cdot q_4 \cdot q_6 + \frac{1}{2} \cdot C_{55} \cdot q_5^2 + C_{56} \cdot q_5 \cdot q_6 + \frac{1}{2} \cdot C_{66} \cdot q_6^2
 \end{aligned} \tag{3.10}$$

სადაც C_{ij} – ტრივიალური ალგებრული გარდაქმნებით მიღებული სიხისტის განზოგადოებული კოეფიციენტებია.

სისტემის კინეტიკური ენერგია წარმოადგენს მისი ცალკეული ელემენტის კინეტიკური ენერგიების ჯამს:

$$T_a = T_k + T_v + \sum_{i=1}^4 T_{si} + \sum_{i=1}^4 T_{pi} \tag{3.11}$$

სადაც T_k, T_v, T_s, T_p – კორპუსის, მუხლა ლილვის, ბარბაცას და დგუშის კინეტიკური ენერგებია შესაბამისად.

მთელი სისტემის კინეტიკური ენერგიის განსაზღვრას წინ უსწრებს ცალკეული რგოლებისათვის კინეტიკური ენერგიების გამოთვლა.

კორპუსის კინეტიკური ენერგია

$$T_K = \frac{1}{2} \cdot M_k \cdot (V_{CKx}^2 + V_{CKy}^2 + V_{CKz}^2) + \frac{1}{2} \cdot (J_{Kz} \cdot q_4^2 + J_{Ky} \cdot q_5^2 + J_{Kx} \cdot q_6^2) \quad (3.12)$$

სადაც V_{CKx}, V_{CKy} და V_{CKz} – კორპუსის მასათა ცენტრის სიჩქარის ხაზოვანი კომპონენტებია, რომლებიც სისტემის განზოგადოებული სიჩქარის საშუალებით შემდეგი სახით გამოისახება

$$\begin{aligned} V_{CKx} &= \dot{q}_1 - (Y_{CK} - Y_{CA}) \cdot \dot{q}_4 + (Z_{CK} - Z_{CA}) \cdot \dot{q}_5 \\ V_{CKy} &= \dot{q}_2 - (X_{CK} - X_{CA}) \cdot \dot{q}_4 + (Z_{CK} - Z_{CA}) \cdot \dot{q}_6 \\ V_{CKz} &= \dot{q}_3 - (X_{CK} - X_{CA}) \cdot \dot{q}_5 + (Y_{CK} - Y_{CA}) \cdot \dot{q}_6 \end{aligned} \quad (3.13)$$

მუხლა ლილვის კინეტიკური ენერგია

$$T_V = \frac{1}{2} \cdot M_V \cdot (V_{CVx}^2 + V_{CVy}^2 + V_{CVz}^2) + \frac{1}{2} \cdot (J_{Vz} \cdot \omega_{Vz}^2 + J_{Vy} \cdot \dot{q}_5^2 + J_{Vx} \cdot \dot{q}_6^2) \quad (3.14)$$

სადაც V_{CVx}, V_{CVy} და V_{CVz} – მუხლა ლილვის მასათა ცენტრის სიჩქარის ხაზოვანი კომპონენტებია, ω_{Vz} – მუხლა ლილვის კუთხური სიჩქარეა. ეს სიდიდეები სისტემის განზოგადოებული სიჩქარის მიხედვით გამოისახებიან შემდეგი სახით:

$$\begin{aligned} V_{CVx} &= \dot{q}_1 + Y_{CA} \cdot \dot{q}_4 - (Z_{CA} - Z_{CV}) \cdot \dot{q}_5 \\ V_{CVy} &= \dot{q}_2 + X_{CA} \cdot \dot{q}_4 - (Z_{CA} - Z_{CV}) \cdot \dot{q}_6 \\ V_{CVz} &= \dot{q}_3 + X_{CA} \cdot \dot{q}_5 - (Y_{CA} - Y_{CV}) \cdot \dot{q}_6 \\ \omega_{Vz} &= \omega + \dot{q}_4 \end{aligned} \quad (3.15)$$

დგუმის კინეტიკური ენერგია

თუ ჩავთვლით, რომ დგუმის მობრუნების ინერცია საკუთარი თითის ღერძის მიმართ ძალზე მცირეა და მას უგულებელვყოფთ, მაშინ ოთხიდან თითოეული დგუმისათვის კინეტიკური ენერგია ჩაიწერება:

$$\begin{aligned} T_{P1} &= \frac{1}{2} \cdot M_{P1} \cdot (V_{CP1x}^2 + V_{CP1y}^2 + V_{CP1z}^2) + \frac{1}{2} \cdot (J_{P1z} \cdot \dot{q}_4^2 + J_{P1y} \cdot \dot{q}_5^2 + J_{P1x} \cdot \dot{q}_6^2) \\ T_{P2} &= \frac{1}{2} \cdot M_{P2} \cdot (V_{CP2x}^2 + V_{CP2y}^2 + V_{CP2z}^2) + \frac{1}{2} \cdot (J_{P2z} \cdot \dot{q}_4^2 + J_{P2y} \cdot \dot{q}_5^2 + J_{P2x} \cdot \dot{q}_6^2) \\ T_{P3} &= \frac{1}{2} \cdot M_{P3} \cdot (V_{CP3x}^2 + V_{CP3y}^2 + V_{CP3z}^2) + \frac{1}{2} \cdot (J_{P3z} \cdot \dot{q}_4^2 + J_{P3y} \cdot \dot{q}_5^2 + J_{P3x} \cdot \dot{q}_6^2) \\ T_{P4} &= \frac{1}{2} \cdot M_{P4} \cdot (V_{CP4x}^2 + V_{CP4y}^2 + V_{CP4z}^2) + \frac{1}{2} \cdot (J_{P4z} \cdot \dot{q}_4^2 + J_{P4y} \cdot \dot{q}_5^2 + J_{P4x} \cdot \dot{q}_6^2) \end{aligned} \quad (3.16)$$

სადაც $V_{P_{ix}}$, $V_{P_{iy}}$ და $V_{P_{iz}}$ – დგუმის სიჩქარის ხაზოვანი კომპონენტებია, ეს კომპონენტები შემდგომში წარმოგვიდგება შემდეგი სახით:

$$\begin{aligned}
 V_{P_{1x}} &= \dot{q}_1 - (f_{P1}(\varphi) - Y_{CA})\dot{q}_4 - Z_{CA} \cdot \dot{q}_5 \\
 V_{P_{1y}} &= \dot{q}_2 + \frac{d}{dt}(f_{P1}(\varphi)) - X_{CA} \cdot \dot{q}_4 - Z_{CA} \cdot \dot{q}_6 \\
 V_{P_{1z}} &= \dot{q}_3 - X_{CA} \cdot \dot{q}_5 + (f_{P1}(\varphi) - Y_{CA}) \cdot \dot{q}_6 \\
 V_{P_{2x}} &= \dot{q}_1 - (f_{P2}(\varphi) - Y_{CA})\dot{q}_4 - (Z_{CA} - Z_{CP2}) \cdot \dot{q}_5 \\
 V_{P_{2y}} &= \dot{q}_2 + \frac{d}{dt}(f_{P2}(\varphi)) - X_{CA} \cdot \dot{q}_4 - (Z_{CA} - Z_{CP2}) \cdot \dot{q}_6 \\
 V_{P_{2z}} &= \dot{q}_3 - X_{CA} \cdot \dot{q}_5 + (f_{P2}(\varphi) - Y_{CA}) \cdot \dot{q}_6 \\
 V_{P_{3x}} &= \dot{q}_1 - (f_{P3}(\varphi) - Y_{CA})\dot{q}_4 + (Z_{CP3} - Z_{CA}) \cdot \dot{q}_5 \\
 V_{P_{3y}} &= \dot{q}_2 + \frac{d}{dt}(f_{P3}(\varphi)) - X_{CA} \cdot \dot{q}_4 + (Z_{CP3} - Z_{CA}) \cdot \dot{q}_6 \\
 V_{P_{3z}} &= \dot{q}_3 - X_{CA} \cdot \dot{q}_5 - (Y_{CA} - f_{P3}(\varphi)) \cdot \dot{q}_6 \\
 V_{P_{4x}} &= \dot{q}_1 - (f_{P4}(\varphi) - Y_{CA})\dot{q}_4 + (Z_{CP4} - Z_{CA}) \cdot \dot{q}_5 \\
 V_{P_{4y}} &= \dot{q}_2 + \frac{d}{dt}(f_{P4}(\varphi)) - X_{CA} \cdot \dot{q}_4 + (Z_{CP4} - Z_{CA}) \cdot \dot{q}_6 \\
 V_{P_{4z}} &= \dot{q}_3 - X_{CA} \cdot \dot{q}_5 + (f_{P4}(\varphi) - Y_{CK}) \cdot \dot{q}_6
 \end{aligned} \tag{3.17}$$

სადაც $f_{P_i}(\varphi)$ – მუხლა ლილვის ღერძიოდან i -ური დგუმის მასათა ცენტრის დაშორების მიმდინარე მნიშვნელობებია (ნახ.3.3).

ბოლო სიდიდე აიღება როგორც მრუდხარას და ბარბაცას სიგრძეების i -ური ვერტიკალურ ღერძზე გეგმილების ჯამი

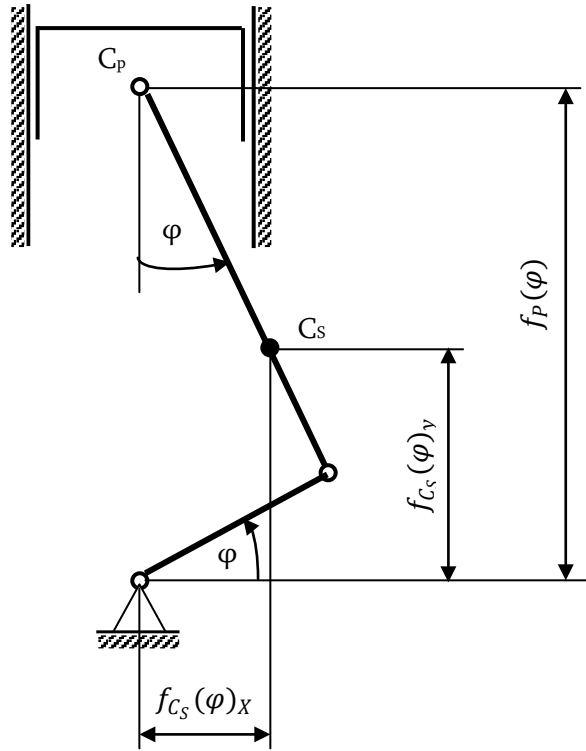
$$f_{P_i}(\varphi) = r \cdot \sin(\varphi_i) + l \cdot \cos \psi_i \tag{3.18}$$

სადაც ψ_i – i -ური ბარბაცას ვერტიკალური ღერძიდან გადახრის კუთხეა :

$$\sin(\psi_i) = \frac{r}{l} \cdot \cos(\varphi_i) \tag{3.19}$$

$$\varphi_{1,4} = \varphi$$

$$\varphi_{2,3} = \varphi + \pi$$



ნახ.3.4. მრუდხარა–ბარბაცა მექანიზმის ელემენტების საანგარიშო სქემა

ბარბაცას კინეტიკური ენერგია

ბარბაცას კინეტიკური ენერგიის გამოსახულებაში საჭიროა გათვალისწინებული იყოს როგორც გადატანითი ასევე ბრუნვითი მოძრაობის ენერგიების ჯამი. ამრიგად, ოთხიდან თითოეული ბარბაცას კინეტიკური ენერგია ასე ჩაიწერება:

$$T_{Si} = \frac{1}{2} \cdot M_{Si} \cdot (V_{S_{ix}}^2 + V_{S_{iy}}^2 + V_{S_{iz}}^2) + \frac{1}{2} \cdot (J_{S_{iz}} \cdot \omega_{S_{iz}}^2 + J_{S_{iy}} \cdot \dot{q}_5^2 + J_{S_{ix}} \cdot \dot{q}_6^2) \quad (3.20)$$

სადაც $V_{S_{ix}}$, $V_{S_{iy}}$ და $V_{S_{iz}}$ – i -ური ბარბაცას მასათა ცენტრის სიჩქარის ხაზოვანი კონპონენტებია, ω_{S_i} – მისი კუთხური სიჩქარეა. ეს სიდიდეები შეიძლება ასე გამოისახოს:

$$V_{S_{1x}} = \dot{q}_1 + \frac{d}{dt} [f_{CS1}(\varphi)_x] + \dot{q}_4 \cdot [Y_{CA} - f_{CS1}(\varphi)_y] - Z_{CA} \cdot \dot{q}_5$$

$$V_{S_{1y}} = \dot{q}_2 + \frac{d}{dt} [f_{CS1}(\varphi)_y] - \dot{q}_4 \cdot [Y_{CA} - f_{CS1}(\varphi)_x] - Z_{CA} \cdot \dot{q}_6$$

$$\begin{aligned}
V_{S1z} &= \dot{q}_3 - \dot{q}_5 \cdot [X_{CA} - f_{CS1}(\varphi)_x] - \dot{q}_6 \cdot [Y_{CA} - f_{CS1}(\varphi)_y] \\
\omega_{S1z} &= \dot{q}_4 + \frac{d}{dt}[\psi_1(\varphi)] = \dot{q}_4 + \frac{d\psi_1}{d\varphi} \cdot \omega \\
V_{S2x} &= \dot{q}_1 + \frac{d}{dt}[f_{CS2}(\varphi)_x] + \dot{q}_4 \cdot [Y_{CA} + f_{CS2}(\varphi)_y] - (Z_{CA} - Z_{CS2}) \cdot \dot{q}_5 \\
V_{S2y} &= \dot{q}_2 + \frac{d}{dt}[f_{CS2}(\varphi)_y] - \dot{q}_4 \cdot [X_{CA} + f_{CS2}(\varphi)_x] - (Z_{CA} - Z_{CS2}) \cdot \dot{q}_6 \\
V_{S2z} &= \dot{q}_3 - \dot{q}_5 \cdot [X_{CA} + f_{CS2}(\varphi)_x] - \dot{q}_6 \cdot [Y_{CA} - f_{CS2}(\varphi)_y] \\
\omega_{S2z} &= \dot{q}_4 + \frac{d}{dt}[\psi_2(\varphi)] = \dot{q}_4 + \frac{d\psi_2}{d\varphi} \cdot \omega \\
V_{S3x} &= \dot{q}_1 + \frac{d}{dt}[f_{CS3}(\varphi)_x] + \dot{q}_4 \cdot [Y_{CA} + f_{CS3}(\varphi)_y] + (Z_{CS3} - Z_{CA}) \cdot \dot{q}_5 \\
V_{S3y} &= \dot{q}_2 + \frac{d}{dt}[f_{CS3}(\varphi)_y] - \dot{q}_4 \cdot [X_{CA} + f_{CS3}(\varphi)_x] + (Z_{CS3} - Z_{CA}) \cdot \dot{q}_6 \\
V_{S3z} &= \dot{q}_3 - \dot{q}_5 \cdot [X_{CA} + f_{CS3}(\varphi)_x] - \dot{q}_6 \cdot [Y_{CA} - f_{CS3}(\varphi)_y] \\
\omega_{S3z} &= \dot{q}_4 + \frac{d}{dt}[\psi_3(\varphi)] = \dot{q}_4 + \frac{d\psi_3}{d\varphi} \cdot \omega \\
V_{S4x} &= \dot{q}_1 + \frac{d}{dt}[f_{CS4}(\varphi)_x] + \dot{q}_4 \cdot [Y_{CA} - f_{CS4}(\varphi)_y] + (Z_{CS4} - Z_{CA}) \cdot \dot{q}_5 \\
V_{S4y} &= \dot{q}_2 + \frac{d}{dt}[f_{CS4}(\varphi)_y] - \dot{q}_4 \cdot [X_{CA} - f_{CS3}(\varphi)_x] + (Z_{CS4} - Z_{CA}) \cdot \dot{q}_6 \\
V_{S4z} &= \dot{q}_3 - \dot{q}_5 \cdot [X_{CA} - f_{CS4}(\varphi)_x] - \dot{q}_6 \cdot [Y_{CA} - f_{CS4}(\varphi)_y] \\
\omega_{S4z} &= \dot{q}_4 + \frac{d}{dt}[\psi_4(\varphi)] = \dot{q}_4 + \frac{d\psi_4}{d\varphi} \cdot \omega
\end{aligned} \tag{3.21}$$

სადაც $f_{CSi}(\varphi)_x$ და $f_{CSi}(\varphi)_y$ – მანძილების მიმდინარე მნიშვნელობებია შესაბამისად ჰორიზონტალური და ვერტიკალური მიმართულებით i -ური ბარბაცას მასათა ცენტრიდან მუხლა ლილვის ღერძამდე (ნახ.3.4).

3.6. შიგაწვის ძრავის საყრდენებზე რხევითი პროცესის გათვლების რეალიზაცია

ზემოთ აღწერილ ძალური აგრეგატის საყრდენებზე მოძრაობის განტოლებების ამოხსნა უკავშირდება მთელ რიგ სირთულეებს, რომელთაგან ძირითადია მოდელში გამოსახული პოტენციალური და კინეტიკური ენერგიების ძალზე რთული და შრომატევადი გარდაქმნები და მათი შემდგომი დიფერენცირება განზოგადოებული

კოორდინატების და დროის მიხედვით. გათვლების ეს სირთულეები თანამედროვე ეტაპზე ადვილად დასაძლევია მძლავრი გამოთვლითი ტექნიკის და უახლესი პროგრამული კომპლექსების (მაგალითად „ელიერი“) საშუალებით, რომელთა დანიშნულებაა მრავალკომპონენტური მექანიკური სისტემების გაანგარიშება და მათი კინემატიკური და დინამიკური ანალიზი. ასეთი პროგრამული კომპლექსებით მუშაობის დიდ უპირატესობა იმაშია, რომ მოდელის საკმაოდ მარტივი აღწერის საფუძველზე, რომელიც მაქსიმალურადაა მიახლოებული ტრადიციული კონსტრუირების მეთოდთან, ავტომატურად ფორმირდებიან კლასიკური მექანიკის ჩარჩოებში მოძრაობის ზუსტი განტოლებები. მოძრაობის ასეთი განტოლებები ამოიხსნებიან რიცხვითი მეთოდების საფუძველზე, რომელთა შერჩევა და გამართვა ხდება წინასწარი გათვლების მდგრადობის საფუძველზე. აღწერილი ფორმის განტოლებების ამოხსნა შესაძლებელია რუნგე-კუტას რიცხვითი მეთოდის გამოყენებით [53]. ამ მეთოდის უპირატესობა მის მაღალ სიზუსტეში და გათვლების ცდომილებათა დამრგვალების საკმაოდ მდგრადობაში მდგომარეობს. მეთოდის ცდომილება ინტეგრების ბიჯის სიდიდის მეხუთე ხარისხის პროპორციულია [53]. რუნგე - კუტას მეთოდის რეალიზაციის ალგორითმი მდგომარეობს $Y_{j(i+1)}$ გამოსახულების ციკლურ გამოთვლაში ყოველ $i + 1$ ბიჯზე სისტემის ყოველი i - ური განტოლებისათვის შემდეგი ფორმულებით:

$$\begin{aligned}
 K_{1j} &= h \cdot F_j(X_i, Y_{ji}) \\
 K_{2j} &= h \cdot F_j\left(X_i + \frac{h}{2}, Y_{ji} + \frac{K_{1j}}{2}\right) \\
 K_{3j} &= h \cdot F_j\left(X_i + \frac{h}{2}, Y_{ji} + \frac{K_{2j}}{2}\right) \\
 K_{4j} &= h \cdot F_j(X_i + h, Y_{ji} + K_{3j}) \\
 Y_{j(i+1)} &= Y_{ji} + \frac{1}{6} \cdot (K_{1j} + 2 \cdot K_{2j} + 2 \cdot K_{3j} + K_{4j})
 \end{aligned}
 \tag{3.22}$$

ერთი ფორმულიდან მეორეზე გადასვლის დროს გამოითვლება X, Y_j ცვლადების და $F_j = (X, Y_j)$ ფუნქციების შესაბამისი მნიშვნელობები. ყველა გამოთვლება და შედეგების მიღება შეიძლება შესრულდეს პროგრამული კომპლექსის „ელიერის“ საშუალებით.

მესამე თავის დასკვნები

1. დამუშავებულია დრეკად საყრდენებზე შიგაწვის ძრავის რხევების მოდელირების მეთოდიკა, რომელიც ითვალისწინებს ძალური აგრეგატის მასითი და ინერციული მახასიათებლების ცვალებადობას მრუდხარა- ბარბაცა მექანიზმის კინემატიკური ცვალებადობის, მოძრავი ერთსახელა დეტალების მასების ტექნიკური არაიდენტურობის და საყრდენების დრეკადი ელემენტების პარამეტრების განსხვავებულობის გამო.

2. დამუშავებული მეთოდი ემყარება ანალიზური მექანიკის საფუძველზე მიღებული მოძრაობის დიფერენციალური განტოლებების რიცხვითი ინტეგრებით ამოხსნის კარგად აპრობირებულ აპარატს, რაც წინასწარ განსაზღვრული დაშვებების ზღვრებში იძლევა მიღებული შედეგების მაღალ სიზუსტეს.

თავი 4. მსუბუქი ავტომობილის გარე ხმაურის ექსპერიმენტული გამოკვლევა

4.1. კვლევის ობიექტის დახასიათება

ჩვენი ქვეყნის საავტომობილო პარკი საკმაოდ განსხვავებული მარკის ავტომობილებისაგან შედგება. აქ დომინირებს როგორც ევროპული, ასევე ამერიკული და იაპონური წარმოების მსუბუქი და სატვირთო ავტომობილები. ისინი ასრულებენ ქვეყნის შიგა და საერთაშორისოსო გადაზიდვებს, რასაც ემატება ყოველწლიურად მზარდი ტრანზიტული გადაზიდვები. საქართველოში რეგისტრირებული საავტომობილო სატრანსპორტო საშუალებების რაოდენობამ მილიონ ერთეულს გადააჭარბა, რასაც ბუნებრივია თან სდევს სატრანსპორტო საშუალებების მხრიდან ადამიანთა საცხოვრებელი გარემო სივრცის დაბინძურების ინტენსიური ზრდა როგორც მომწამვლელი მავნე გამონაბოლქვით, ასევე ხმაურით და ცვეთის შედეგად წარმოქმნილი მავნე ნაწილაკებით. საავტომობილო გადაზიდვების ზრდის მაჩვენებლებით საქართველო ბოლო წლებში სამხრეთ კავკასიის რეგიონის ქვეყნებს შორის ერთ-ერთ წამყვან ადგილს იკავებს (ცხრ.1).

ცხრილი 4.1.

ტრანზიტული სატრანსპორტო საშუალებების რაოდენობა საქართველოში

ტრანსპორტის სახე	2013 წელი	2014 წელი	2015 წელი	2016 წელი	2017 წელი (2 თვე)
საზღვაო	39,0	75,0	8 588,0	41,0	33,0
სარკინიგზო	19 740,0	20 434,0	12 923,0	13 877,0	2 875,0
სახმელეთო	142 547,0	156 006,0	151 584,0	164 230,0	29 054,0
სულ	162 326,0	178 529,0	173 095,0	164 365,0	31 962,0

კვლევის ობიექტად არჩეული იყო 2000 წელში გამოშვებული გერმანული ფირმის „ოპელის“ მარკის ავტომობილი. ასეთი არჩევანი გაკეთდა იმ მოსაზრებით, რომ საქართველოს მსუბუქი ავტომობილების პარკი გაჯერებულია ე.წ. მეორადი ავტომობილებით, რომელთა საშუალო ასაკი 10-20 წელია.

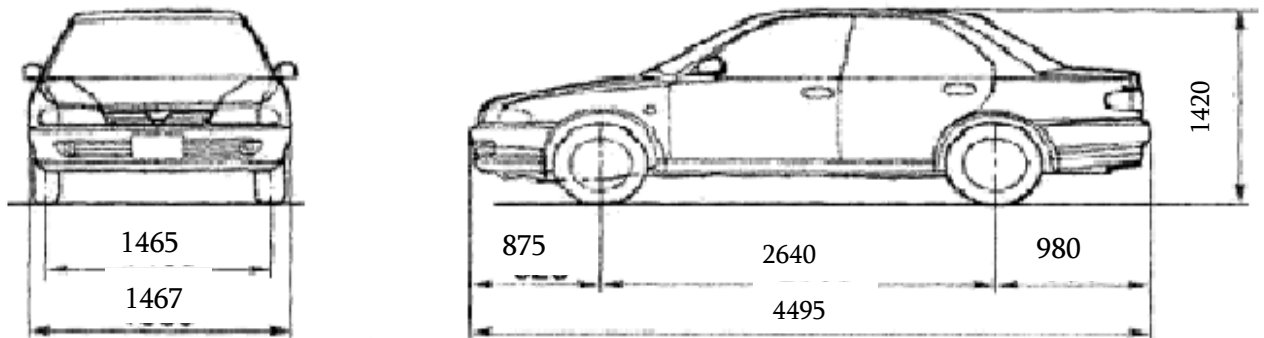
კვლევის ობიექტის დახასიათება და ტექნიკური მონაცემები მოყვანილია 4.2 და 4.3 ცხრილებში და ნახაზზე 4.1 .

ოპელის მარკის ავტომობილის მახასიათებლები

ავტომობილის მოდელი	მსუბუქი, ოპელი
სალონის ტიპი	დახურული , ოთხკარიანი, სედანი
ადგილების რაოდენობა (მძღოლის ჩათვლით)	5 ადგილიანი
ავტომობილის მასა, კგ	1860
ტვირთიმზიდაობა, კგ	520
საწვავის ხარჯი - ქალაქში, ქალაქგარეთ (ლ/100კმ)	12,3 , 6,4

ავტომობილ ოპელის ტექნიკური მონაცემები

ძრავი		
1	ძრავის ტიპი	ოთხცილინდრიანი, რიგითი განლაგებით
2	გამოყენებული საწვავი	ბენზინი
3	ცილინდრების რაოდენობა და განლაგება	ოთხცილინდრიანი, რიგითი განლაგებით
4	მუხლა ლილვის ბრუნვის მიმართულება	საათის ისრის მიმართულებით
5	ძრავის განლაგება	წინა, განივად
6	ცილინდრების განლაგება	L4
7	სარქველების რაოდ. 1 ცილინდრზე	4
8	მუშა მოცულობა სმ ³	1998
9	მაქიმალური სიმძლავრე, კვტ/მუხლა ლილვის ბრუნვის სიხშირე, 1/წთ.	100/5600
10	მაქიმალური მომენტი, ნმ/მუხლა ლილვის ბრუნვის სიხშირე, 1/წთ.	188/3400
11	საწვავის მიწოდების სისტემა	ინექტორი, განაწილებული შეფრქვევით
12	გაგრილების სისტემა	იძულებითი წყლის ტუმბოდან
13	შეზეთვის სისტემა	იძულებითი ზეთის ტუმბოდან
ტრანსმისია		
1	გადაბმულობა	დისკური
2	გადაცემათა კოლოფი	მექანიკა 5 საფეხურიანი
3	ამძრავის ტიპი	წინა ამძრავით
4	თვლები და საბურავები	205/55 R16
სითხით გასამართი მოცულობები		
1	საწვავის ავზი	60
2	ძრავის გაგრილების და სალონის გათბობის სისტემა	5
3	ძრავის შეზეთვის სისტემა	4
4	ზეთის ფილტრი	0,4



ნახ.4.1. ავტომობილ ოპელის გაბარიტული ზომები

4.2. ხმაურის კვლევის მეთოდები

მანქანა – დანადგარების ხმაურის მახასიათებლების განსაზღვრის მიზნით დადგენილია ოთხი მეთოდი [6]:

1. უპირატესობა ენიჭება ხმაურის განსაზღვრის თავისუფალი ველს მეთოდს. ეს მეთოდი იძლევა მანქანის ხმაურის ყველა მახასიათებლის განსაზღვრის საშუალებას და გამოიყენება დახშულ საკნებში, ხმაურის შთანთქმის მაღალი ეფექტის მქონე სათავსოებში ან ღია სივრცეში ხმაურის დონის გასაზომად;

2. ანარეკლი ხმაურის ველის მეთოდი საშუალებას იძლევა განვსაზღვროთ მანქანის ხმაურის ყველა მახასიათებელი გარდა მიმართულების მახასიათებლებისა; ეს მეთოდი გამოიყენება რევერბერაციულ საკნებში ან ღრუ სივრცეებში ხმაურის მახასიათებლების გასაზომად. ეს მეთოდი არ გამოდგება იმპულსური, დროის მიხედვით მერხევი და ტონალური ხმაურის გასაზომად, აგრეთვე 125 ჰერცზე დაბალი საშუალო გეომეტრიული სიხშირის ოქტავეებში და ისეთ მანქანებში ხმაურის გასაზომად, რომელთა გამოსხივების მიმართულებითი მაჩვენებელი 10 დეციბელზე მეტია;

3. ხმაურის სანიმუშო წყაროს მეთოდი. ამ მეთოდით მანქანა–დანადგარების ხმაურის მახასიათებლების განსაზღვრის ცდომილება მეტია პირველ და მეორე მეთოდებთან შედარებით; ეს მეთოდი არ გამოდგება ხმაურის მიმართულების

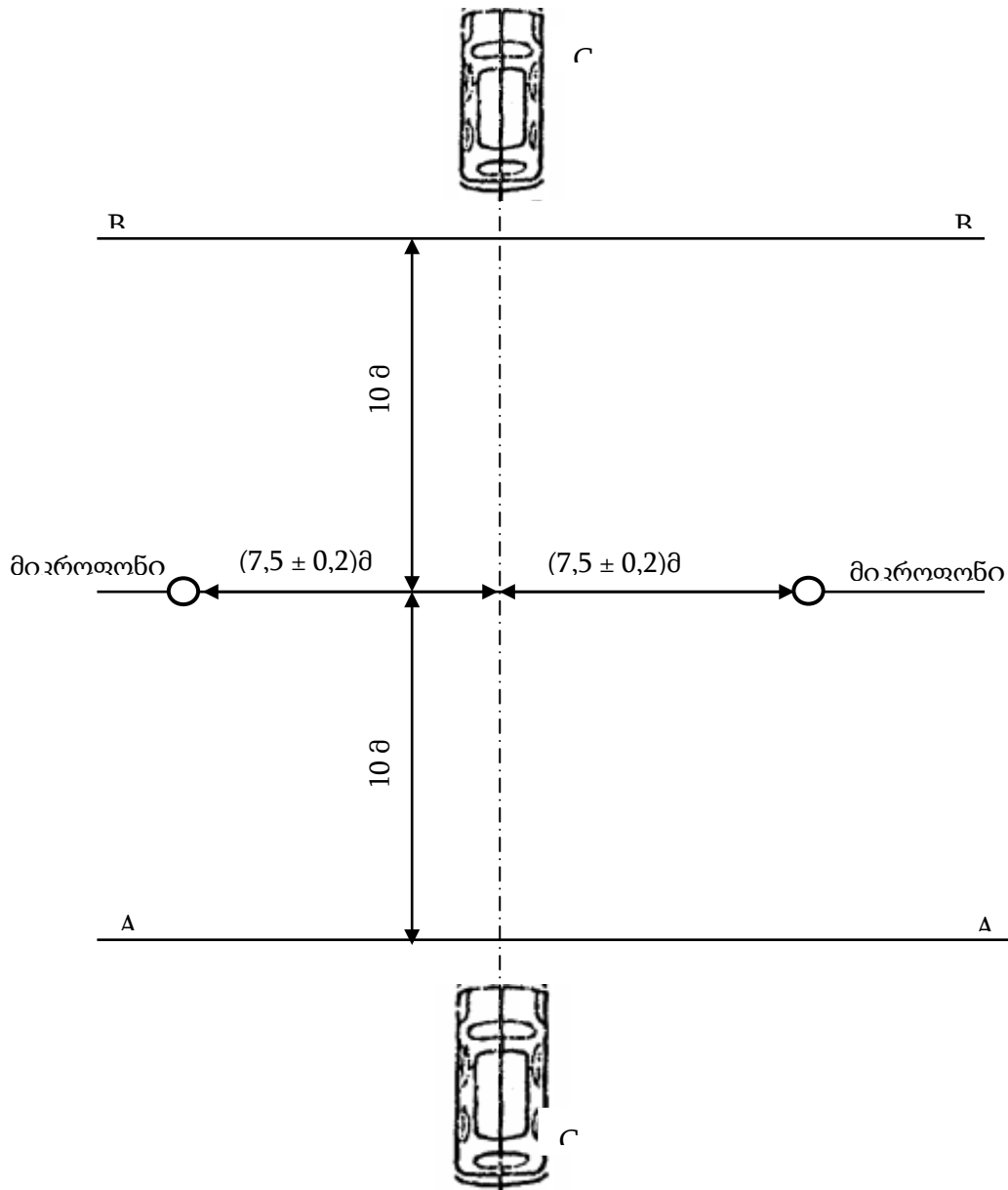
მაჩვენებლის განსასაზღვრად, იგი გამოიყენება მანქანა-დანადგარების ხმაურის მახასიათებლების განსასაზღვრად ჩვეულებრივ შენობებში, სამქროებში და რევერბერაციულ საკნებში. მისი გამოყენება არ არის რეკომენდირებული ისეთ პირობებში, რომელიც ახლოსაა თავისუფალი ხმაურის ველთან, 60 მ³ მოცულობის სივრცეში ისეთი მანქანებისათვის, რომელთა მიმართულების მაჩვენებელი 10 დეციბელზე მეტია, აგრეთვე დროის მიხედვით მერხევი, იმპულსური და ტონალური ხმაურის გასაზომად.

4. ხმაურის მახასიათებლების გაზომვის მეთოდი მანქანის გარე კონტურიდან 1 მეტრის მანძილზე. ისეთი მანქანებისათვის, რომელთა მაქსიმალური ზომები 0,5 მეტრზე მეტია, ეს მეთოდი მიმართულების მაჩვენებლების გარდა გვაძლევს ხმაურის ყველა მახასიათებლის განსაზღვრის საშუალებას უფრო მეტი ცდომილებით, ვიდრე პირველი და მეორე მეთოდების გამოყენების შემთხვევაში. მეთოდის გამოყენება ხდება დახშულ საკნებში, ხმაურის კარგი შთანთქმის უნარის მქონე შენობა-ნაგებობებში ან ღია სივრცეში.

ავტომობილის ხმაურს საზღვრავენ როგორც ლაბორატორიებში, ასევე საგზაო პირობებში. პირველ შემთხვევაში ხდება მოძრაობის პირობების იმიტაცია მორბენალი დოლების საშუალებით, რომლებიც დაყენებულია ისეთ საკანში, სადაც არ ხდება ექოს წარმოქმნა. ამ შემთხვევაში ფასდება ძირითადი წყაროების ხმაურის წილი სატრანსპორტო საშუალების სალონის შიგნით და მოწმდება ისეთი კონსტრუქციული ფაქტორები, რომლებიც იმოქმედებენ სალონის შიგა ხმაურის შემცირებაზე. საგზაო პირობებში გამოცდებისას ხდება ლაბორატორიული გამოცდების დროს მიღებული შედეგების რაოდენობრივი შეფასება, და აგრეთვე ავტომობილის ხმაურის დონის შედარება სადაშვებ დონესთან და სხვადასხვა საკანონმდებლო დოკუმენტებით დადგენილ ნორმატიულ სიდიდეებთან [3, 5,15,16,19].

საგზაო პირობებში გამოსხივებული გარე ხმაურის შეფასება ხდება საერთაშორისო სტანდარტის ISO 10844, ან შიგასახელმწიფოებრივი სტანდარტების მიხედვით ავტომობილის მაქსიმალური ინტენსივობით გაქანებისას მეორე (ორ ან ოთხსაფეხურიანი გადაცემათა კოლოფის შემთხვევაში) ან მესამე (საფეხურების უფრო მეტი რიცხვის დროს) საფეხურზე 20 მეტრი სიგრძის საზომ უბანზე. ხმაურზე გამოცდა ტარდება მშრალ სწორი და გლუვი ასფალტის ან ბეტონის ზედაპირის მქონე გზის უბანზე. სავალ ზედაპირზე არ უნდა იყოს შესამჩნევი გადასვლები, რომლებიც

გამოიწვევენ არასასურველ ხმაურს, აგრეთვე სავალ ნაწილზე არ უნდა იყოს თოვლი, სილა, ღორღი ან ტალახი (ნახ.4.2) [18,59].



ნახ. 4.2. საგზაო საზომი უბნის სქემა

AA და BB - საზომი უბნის დასაწყისი და დასასრული;

CC-ავტომობილის მოძრაობის ღერძულა ხაზი.

მექანიკური გადაცემათა კოლოფის მქონე ავტომობილი უახლოვდება საზომი უბნის დასაწყისს მუდმივი სიჩქარით, რომელიც უმცირესია შემდეგი შესაბამისი მნიშვნელობებიდან: $0,75 n_{max}$, შეზღუდული რეგულიატორით; 50 კმ/სთ. ოთხ და მეტ საფეხურიანი კოლოფის მქონე ავტომობილებს თანმიმდევრულად ამოწმებენ მეორე

და მესამე გადაცემებზე; საბოლოო შედეგად იღებენ ამ ორ რეჟიმზე ხმაურის დონის საშუალო არითმეტიკულ მნიშვნელობას.

უფრო მეტად საინტერესო და სრული შედეგი ავტომობილის ხმაურის პარამეტრების და მისი ძირითადი კვანძების და აგრეგატების ვიბრაციის შესაფასებლად შეიძლება მივიღოთ ექვს არწარმომქმნელ საკანში მორბენალ დოლებიან სტენდზე, რომელთა დახმარებით მაღალი სიზუსტით შეიძლება მოხდეს ავტომობილის მოძრაობის ნებისმიერი რეჟიმის მოდელირება (სიჩქარის, ხმაურის და ა.შ. მიხედვით).

ამ გამოცდების დროს მიღებული გაქანების მახასიათებლები წარმოადგენენ სალონის საკონტროლო წერტილებში ხმაურის საერთო დონის და ძირითადი აგრეგატების და სალონის პანელების ვიბრაციების დამოკიდებულებას ავტომობილის მოძრაობის სიჩქარეზე განსაზღვრულ დატვირთვებზე, ხოლო სპექტრალურ-გაქანებითი მახასიათებლები – შემაშფოთებელი ძალებისაგან გამოწვეული ხმაურის ძირითადი მდგენელების დონეების დამოკიდებულებას მოძრაობის სიჩქარეზე ან ძრავის (ტრანსმისიის) ბრუნვის სიხშირეზე. მეთოდურად შესაძლებელია ამ მახასიათებლების შეფასება როდესაც $V_0 = \text{const}$, სიჩქარის ნახტომისებურად 10 კმ/სთ – ით გაზრდის ან ავტომობილის მდოვრედ გაქანების შემთხვევებში.

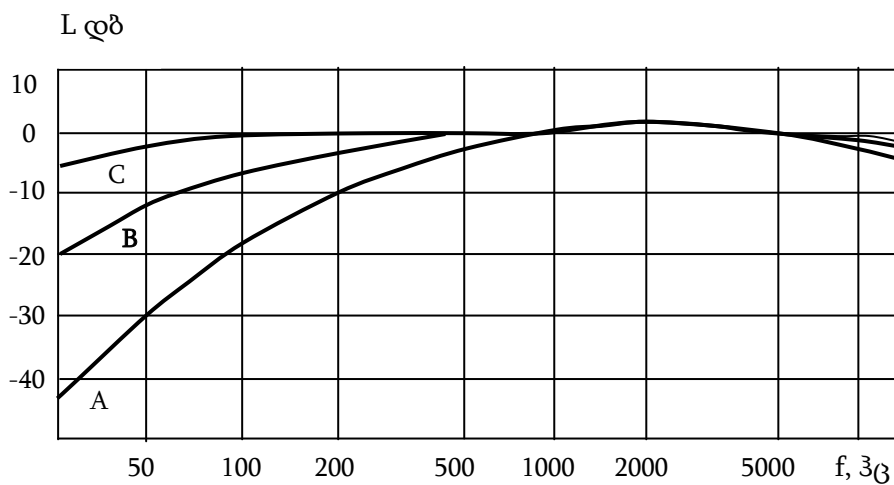
4.2.1. ხმაურის დონის გამზომი ხელსაწყოები და აპარატურა

ხმაურის გაზომვის ყველაზე მარტივ ფიზიკურ საზომს წარმოადგენს მისი ბგერითი დაწნევის სრული დონე. მეორე მხრივ ასეთი გაზომვა არ იძლევა არანაირ წარმოდგენას არც ხმაურის სიხშირეების განაწილებაზე და არც მის აღქმაზე ადამიანის მიერ, ანუ პრაქტიკულად ასეთი გაზომვები გარკვეულ წილად შეიძლება უსარგებლო გამოდგეს. თუმცა შედარებით მარტივი საშუალებებით საზომი აპარატურა შესაძლოა აღიჭურვოს გარკვეული მახასიათებლებით, რომლებიც გაზომვის შედეგებს უფრო ეფექტურს გახდიან. აღნიშნული გაზომვები ხდება თანამედროვე ეტაპზე საერთაშორისო მასშტაბებით სტანდარტიზირებული პრეციზიონული ხმაურმზომით. ეს ხმაურმზომი აღჭურვილია სიხშირული კორექტირების ფილტრების ნაკრებით, რომელთა მახასიათებლები ინდექსირებულია ასოებით A , B , C და Lin (ნახ.4.3).

C ინდექსიანი მახასიათებელი ნაკლებადაა დამოკიდებული სიხშირეზე სიხშირეების სმენადი დიაპაზონის მნიშვნელოვან ნაწილში, მაშინ როდესაც *A* ინდექსიანი მახასიათებელი ძლიერადაა დამოკიდებული სიხშირეზე 1000 ჰერცზე ნაკლებ სიხშირულ დიაპაზონში.

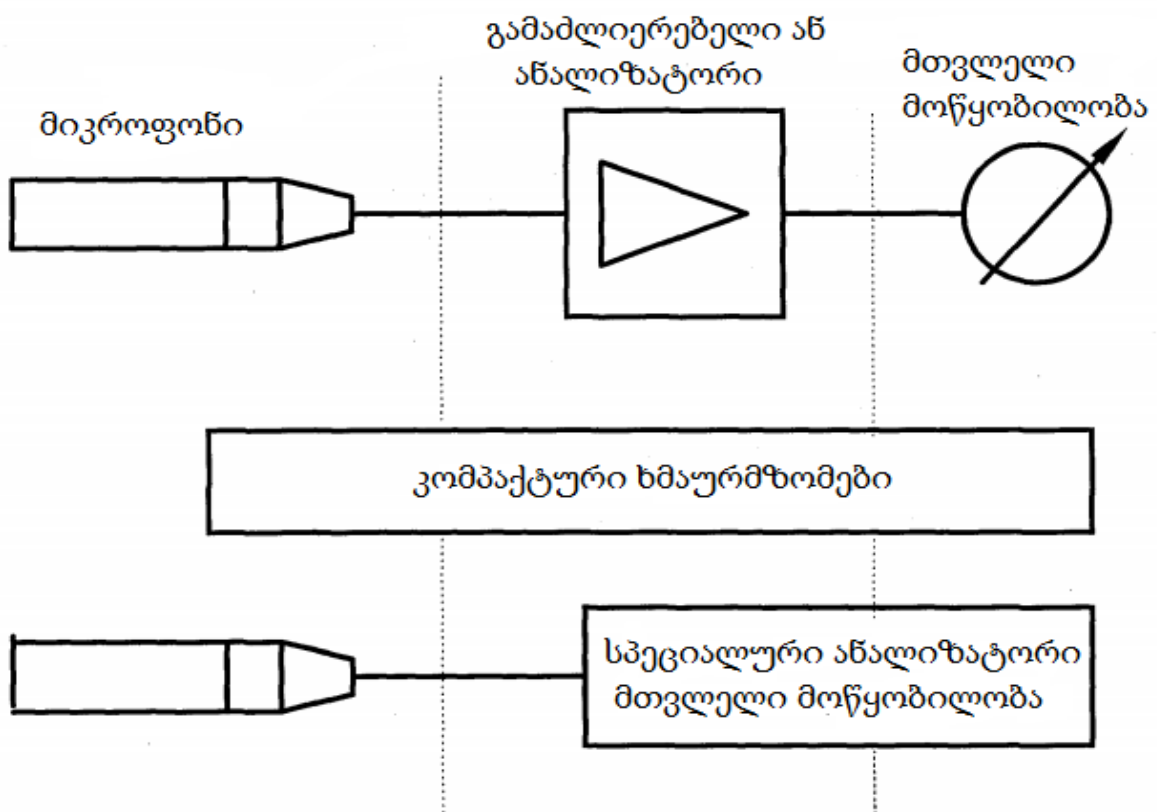
იმისათვის, რომ განვასხვავოთ ბგერითი დაწნევის ფიზიკური გაზომვა დეციბელებში (დბ) (სიხშირული კორექციის გარეშე) ფონებში ხმაურის დონეების სუბიექტური გაზომვებისაგან და იმ გაზომვებისაგან, რომლებიც წარმოებს *A*, *B*, *C* სტანდარტული სიხშირული მახასიათებლების ერთ–ერთი ვერსიით, მიღებულია საერთაშორისო შეთანხმება იმის შესახებ, რომ ამ ბოლო მეთოდით შესრულებული გაზომვების შედეგები უნდა გამოისახონ ბგერის დონეების მიხედვით დეციბელების შკალის გამოყენებით და სიხშირითი მაკორექტირებელი *A*, *B*, *C* და *Lin* მახასიათებლების მითითებით. თუ მაგალითად, ხმაური იზომება *A* კორექციის გამოყენებით, მაშინ შედეგი წარმოდგენილი უნდა იყოს დბ(*A*) სახით. ანალოგიურად, თუ ხმაური იზომება *B* და *C* კორექციების გამოყენებით, მაშინ გაზომვების შედეგები წარმოდგენილი უნდა იყოს შესაბამისად დბ(*B*) და დბ(*C*) სახით.

მიუხედავად იმისა, რომ ხმაურის შეფასების მეთოდები ხშირად ეფუძნება დბ(*A*) შკალით გაზომვებს, ხმაურის დონის შემცირების საკითხის გადასაწყვეტად საჭიროა გაცილებით უფრო ამომწურავი ინფორმაციის მოპოვება. ეს ინფორმაცია შესაძლოა მივიღოთ თუ მოვახდენთ ხმაურის სიხშირით ანალიზს, რომელიც ხშირად ტარდება ოქტავური, მესამედოქტავური ან სიხშირეების უფრო ვიწრო ზოლში.



ნახ.4.3. სიხშირული მაკორექტირებელი მახასიათებლები ხმაურზომებისათვის

ხმაურის გაზომვის კონკრეტული ამოცანის გადასაწყვეტად ყველაზე უფრო გამოსადეგი საზომი აპარატურის შესარჩევად მნიშვნელოვანია არა მარტო გასაზომი სიდიდეების საბოლოო მიზნების, არამედ ხმაურის ბუნების ისეთი საკითხების გათვალისწინებაც, რომელსაც შეუძლია გავლენის მოხდენა აპარატურის შერჩევაზე. ხმაური შეიძლება იყოს მეტნაკლებად ფართო დიაპაზონის, შემთხვევითი; შეიძლება შეიცავდეს დისკრეტულ ტონებს, ატარებდეს იმპულსურ ხასიათს, ეს შეიძლება იყოს „სტაციონარული“ ხმაური ან არასტაციონარული და წყვეტილი. ეს ფაქტორები, და აგრეთვე გარემომცველი პირობები, ისეთი როგორცაა ტემპერატურა, ტენიანობა, ქარი და ა.შ. მნიშვნელოვან გავლენას ახდენენ საზომი აპარატურის შერჩევაზე. და ბოლოს, ხმაურის გაზომვის პროცესი შეიძლება ატარებდეს კონტროლის ან სამეცნიერო-საკვლევ ხასიათს.



ნახ.4.4. ხმაურის გაზომვის ძირითადი სისტემა

ნახ.4.4 – ზე ბლოკ სქემის სახით მოყვანილია ხმაურმზომი სისტემის ძირითადი ელემენტები. ის შედგება მიკროფონისაგან, სპეციალური გამამლიერებლისაგან ანუ სიხშირითი ანალიზატორისაგან, აგრეთვე აღმრიცხველი ანუ საკონტროლო

ბლოკისაგან. ასეთი სქემის უმარტივეს პრაქტიკულ რეალიზაციას ხმაურმზომი წარმოადგენს. ამ ხელსაწყოს შესაძლოა ჰქონდეს სხვადასხვა სახე, ის შეიძლება იყოს მცირე ზომის კომპაქტური და გადასატანი, მიკროფონით და მაკორექტირებელი ფილტრებით, ეს შეიძლება იყოს უფრო რთული ხელსაწყო, რომელიც გამოყენებული იქნება მასზე ანალიზური ფილტრების მიერთებით (ნახ.4.4), მაგრამ მაინც რჩება გადასატან ხელსაწყოდ.

რადგანაც ჩვენს მიზანს ავტომობილის ხმაური, სტაციონარული ანუ ფართო პროფილის ხმაურის გამოკვლევა წარმოადგენს, ექსპერიმენტი ტარდებოდა საგზაო პირობებში და საჭირო იყო კომპაქტური, გადასატანი, მცირე ზომების აპარატურის შერჩევა, რომელიც აგრეთვე მიესადაგებოდა იმ გარემოს პირობებს სადაც ხდებოდა კვლევების ჩატარება. ყოველივე ზემოთ თქმულის გათვალისწინებით შევირჩიეთ ხმაურმზომი აპარატურა Digital Multimeter 5 IN 1 METER (ნახ.4.5)



ნახ.4.5. ხმაურმზომი Digital Multimeter 5 IN 1 METER



ნახ.4.6. ექსპერიმენტალური ხელსაწყოების კომპლექტი

4.2.2. გაზომვების ცდომილების წინასწარი შეფასება

გაზომვის ცდომილებას უწოდებენ ალგებრულ სხვაობას პარამეტრის გაზომვით მიღებულ სიდიდესა და მის ნამდვილ მნიშვნელობას შორის. რადგანაც საკვლევი პარამეტრის ნამდვილი მნიშვნელობა ჩვეულებრივ უცნობია, მის ანალოგად აიღება გასაზომი სიდიდის მნიშვნელობა, რომელიც მიღებულია სანიმუშო ხელსაწყოს დახმარებით, რომლის ცდომილება გაცილებით მცირეა ვიდრე ჩვეულებრივის.

ჩვენს მიერ ჩატარებულ გაზომვებში ნავარაუდებია შემდეგი ზღვრული ცდომილებები:

1. ხმაურში აპარატურის ცდომილება
 - ძირითადი ცდომილება 0 – 0,5 დბ;

- დამატებითი ტემპერატურული ცდომილება < 0,5 დბ;
- დამატებითი ადამიანური ცდომილება < 0,5 დბ.

2. ზღვრული ცდომილება საზომი ხელსაწყოდან ხმაურის ობიექტამდე მანძილის გაზომვაში დაშვებული უზუსტობისაგან $\pm 0,2$ მ. ეს იძლევა ცდომილებას $\pm 0,23$ დბ.

3. მუხლა ლილვის ბრუნვის სიხშირის (± 175 ბრ/წთ) მზომი ხელსაწყოს ზღვრული ცდომილება $\pm 0,87$ დბ.

4. მძლოლის ზღვრული ცდომილება ბრუნთა რიცხვის 4500 ბრ/წთ ± 100 ბრ/წთ შენარჩუნებისას, ეს იძლევა ცდომილებას $\pm 0,5$ დბ – ს ხმაურის დონეზე.

5. მძლოლის ზღვრული ცდომილება ხმაურის საზომი ადგილიდან ავტომობილამდე 7,5 მ. მანძილის $\pm 0,2$ მეტრით გადახრის შემთხვევაში იძლევა $\pm 0,23$ დბ–ს.

ზღვრული ცდომილება Δ_{Σ}

$$\Delta_{\Sigma} = 0,5 + 0,5 + 0,5 + 0,23 + 0,87 + 0,5 + 0,23 = 3,33 \text{ დბ.}$$

გაზომვების შედეგების ნორმალური კანონით განაწილების შემთხვევაში ზღვრულ ცდომილებად აიღება სანდო ცდომილება $\pm 3 S(\bar{A})$ [1, 14], აქედან გამომდინარე საშუალო კვადრატული ცდომილება $S(\bar{A}) = \Delta_{\Sigma} / 3 = 3,33 / 3 = 1,11$ დბ.

გაზომვის შედეგის სისტემატური ცდომილება მუდმივია მოცემული რიგის გაზომვებისათვის ანუ კანონზომიერია ერთი და იგივე სიდიდის განმეორებით გაზომვებისას. გამოჩენის ხასიათის მიხედვით სისტემატური ცდომილებები იყოფიან მუდმივ, პროგრესირებად და პერიოდულ ცდომილებებად.

მუდმივი ცდომილებები ინარჩუნებენ თავიანთ მნიშვნელობას გაზომვების მთელი სერიის განმავლობაში. ასეთი ცდომილებები გვხვდებიან ყველაზე უფრო ხშირად.

პროგრესული ცდომილებები უწყვეტად იზრდებიან ან მცირდებიან გაზომვის პროცესში (მაგალითად, ცდომილებები, რომლებიც უკავშირდება ტენზოგამაძლიერებლის მკვებავი აკუმულიატორის ძაბვის ვარდნას).

პერიოდული ცდომილება წარმოადგენს დროის ან მზომი ხელსაწყოს მაჩვენებლის (ისრის) გადაადგილების ფუნქციას.

სისტემატური ცდომილებების გაჩენის მიზეზების მიხედვით განასხვავებენ ინსტრუმენტალურ ცდომილებებს, გაზომვის მეთოდების ცდომილებებს, სუბიექტურ

ცდომილებებს და დადგენილი მეთოდისაგან გაზომვის ჩატარების გარე პირობების გადახრის შედეგად გამოწვეული ცდომილებები.

ინსტრუმენტალური ცდომილება წარმოქმნის მიზეზები შეიძლება იყოს: მზომი ხელსაწყოების დეტალების ცვლილება, ხახუნის მექანიზმებში, ელექტრონულ ხელსაწყოებში ელემენტების მოძველება და სხვა.

პროცესის ცდომილება განპირობებულია გაზომვის მეთოდის არასრულყოფილებით, მისი გამარტივებით გაზომვის მეთოდის შესაბამისად. მაგალითად, როგორც ცდომილება შეიძლება უკავშირდებოდეს გამზომი საშუალებების არასაკმარის სწრაფმოქმედებას სწრაფადმიმდინარე პროცესების ანალიზის დროს.

სუბიექტური ცდომილება განისაზღვრება ოპერატორის ინდივიდუალური თავისებურებებით (მაგალითად ხელსაწყოდან მიღებული სიგნალის დაგვიანებით აღება).

გაზომვის შედეგების ცდომილებების გამორიცხვის და აღრიცხვის მიზნით იყენებენ ოთხ ძირითად ხერხს.

1. ცდომილებების წყაროების აღმოფხვრა გაზომვების დაწყებამდე. ეს ხერხი ყველაზე მეტად რაციონალურია, რადგანაც ის სრულად ან ნაწილობრივ ათავისუფლებს მკვლევარს ცდომილებების აღმოფხვრის საჭიროებისაგან გაზომვების პროცესში ან გამოთვალის შედეგი შესწორებების გათვალისწინებით. ცდომილებების წყაროების აღმოფხვრა მიიღწევა შემოწმებული და ტარიერული გამზომი საშუალებების გამოყენებით და კვლევების მეთოდულად აღწერილი პირობების (ჰაერის ტემპერატურა და ტენიანობა და სხვა) უზრუნველყოფით.

2. გაზომვის პროცესში ცდომილებების გამორიცხვა სხვადასხვა ხერხით, მაგალითად, შეთავსების ხერხებით, კომპენსაციით, ნიშნის მიხედვით ცდომილებით, სიმეტრიული დაკვირვებებით და სხვა.

3. ცნობილი შესწორებების შეყვანა გაზომვის შედეგებში (სისტემატური ცდომილებების გამორიცხვა).

4. სისტემატური ცდომილებების საზღვრების დადგენა თუ მათი აღმოფხვრა შეუძლებელია.

ჩვენი გამოკვლევების შედეგებში სისტემატური ცდომილებების გამორიცხვის მიზნით გამოყენებული იყო ცდომილებების წყაროების გამორიცხვის ხერხი

გაზომვების დაწყებამდე, ექსპერიმენტების ყოველი სერიის დაწყებამდე ხდებოდა ხმაურმზომის დაკალიბრება 1000 ჰერცის სიხშირეზე. დაკალიბრებამ ჩვენა, რომ საზომი ხელსაწყო სისტემატური ცდომილება პრაქტიკულად თავსდება ათვლის სიზუსტის ზღვრებში.

4.2.3. ექსპერიმენტის ჩატარების პირობები

ავტომობილ ოპელის ხმაურის გაზომვა ხდებოდა შემდეგ კლიმატურ პირობებში:

- 1) ნათელი ამინდი, ნალექის გარეშე;
- 2) ატმოსფერული წნევა 762 ± 27 მმ ვწყ.სვეტი;
- 3) გარემოს ტემპერატურა $25 \pm 5^{\circ}\text{C}$;
- 4) ქარის სიჩქარე $\leq 2,5$ მ/წმ.

ხმაურის შეზღუდვის დონე (ფონი) მოყვანილია ცხრილში

ცხრილი 4.4

ხმაურის შეზღუდვის დონე (ფონი)

სიხშირეები	L დბ.
31,5	45,1
63	47,7
125	46,9
250	32,3
500	37,8
1000	34,6
2000	25,0
4000	45,0
8000	21,7
16000	24,4
L (A)	52,6

რამდენადაც ხმაურის შეზღუდვის დონე $L(A) = 52,6$ დბ (A) ნაკლებია გასაზომი ხმაურის დონეზე 10 დბ (A) სიდიდით, შესაძლებელია ავტომობილის ხმაურის გაზომილი მახასიათებლების გამოყენება ყოველგვარი შესწორებების გარეშე.

ექსპერიმენტი ჩატარდა გზის ჰორიზონტალურ, ასფალტირებულ მონაკვეთზე, სავალი ზედაპირი იყო მშრალი, სწორი და სუფთა. საზომი უბნის შუა წერტილიდან 60 მეტრის რადიუსში არ იყო შენობა-ნაგებობები ან ხმაურის ამრეკლი სხვა ობიექტები.



ნახ.4.7. ავტომობილის ხმაურზე გამოცდა პარკირების ადგილზე



ნახ.4.8. ავტომობილის ხმაურზე გამოცდა მოძრაობის რეჟიმზე

ავტომობილის ხმაურზე გამოცდა ხდებოდა თანმიმდევრულად გადაცემათა კოლოფის მეორე და მესამე საფეხურებზე. გაზომვის შედეგად მიღებული იყო ხმაურის დონის საშუალო არითმეტიკული მნიშვნელობა მეორე და მესამე გადაცემებზე. გზის საზომ უბანზე ავტომობილის მოძრაობა ხდებოდა ინტენსიური გაქანებით ორი მიმართულებით. ავტომობილის წინა ნაწილით AA ხაზის გადაკვეთის მომენტში (ნახ.4.2) მძღოლი მკვეთრად აწვება აქსელერატორის სატერფულს, ხოლო უკანა ნაწილით BB ხაზის გადაკვეთის მომენტში სწრაფად აუშვებს ფეხს. ხმაურმზომი ხელსაწყო დაყენებულია ავტომობილის გრძივი ღერძიდან 7,5 მეტრის დაშორებით 1,2 მეტრის სიმაღლეზე.

გარდა ამისა ავტომობილის ხმაურზე გამოცდა ხდებოდა პარკირების ადგილზე (ამუშავებული ძრავით), ძრავის სხვადასხვა რეჟიმებზე მუშაობის დროს, სხვადასხვა მანძილებზე. ავტომობილი აგრეთვე გამოიცადა გამორთული ძრავით თავისუფალი გორვის რეჟიმზე.

სტანდარტული მეთოდის გარდა გამოყენებული იყო თავისუფალი გორვის რეჟიმზე მოძრავი ავტომობილის (გამორთული ძრავით) გარე ხმაურის გაზომვის მეთოდიკა იმ მიზნით, რომ განგვესაზღვრა ძრავის ხმაურის გავლენა ავტომობილის

საერთო გარე ხმაურზე. გამოცდები ჩატარდა ნახ.4.2 – ის შესაბამის გზის უბანზე ავტომობილის საწყისი სიჩქარე (AA ხაზის გადაკვეთისას) უდრიდა 50 კმ/სთ – ს. ხმაურმზომი დაყენებული იყო ($7,5 \pm 0,2$) მ მანძილზე ავტომობილის გრძივი ღერძიდან 1,2 მეტრის სიმაღლეზე.

აგრეთვე იზომებოდა ავტომობილის ხმაური პარკირების ადგილზე მუშა ძრავის შემთხვევაში, როდესაც ბრუნვის სიჩქარე იყო 4500 ბრ/წთ. ავტომობილის სალონის გარე ზედაპირიდან სხვადასხვა (1 – 10) მ მანძილებზე, იმ მიზნით, რომ განგვესაზღვრა პარკირებაზე მუშა ძრავით მდგომი ავტომობილის გარე ხმაურის დონის ცვლილება დაშორების მანძილის მიხედვით. ხმაურმზომი ამ შემთხვევაშიდაც განლაგებული იყო 1,2 მეტრის სიმაღლეზე.

აგრეთვე განისაზღვრა ავტომობილის ხმაურის ველი. ამისათვის გაზომვები ხდებოდა 12 წერტილში სალონის გარშემო 1 მეტრის მანძილზე პარკირებაზე მდგომი ჩართულძრავიანი ავტომობილისათვის. ძრავის ბრუნვის სიხშირე უდრიდა 4500 ბრ/წთ. ხმაურმზომი დაყენებული იყო 1 მეტრის სიმაღლეზე.

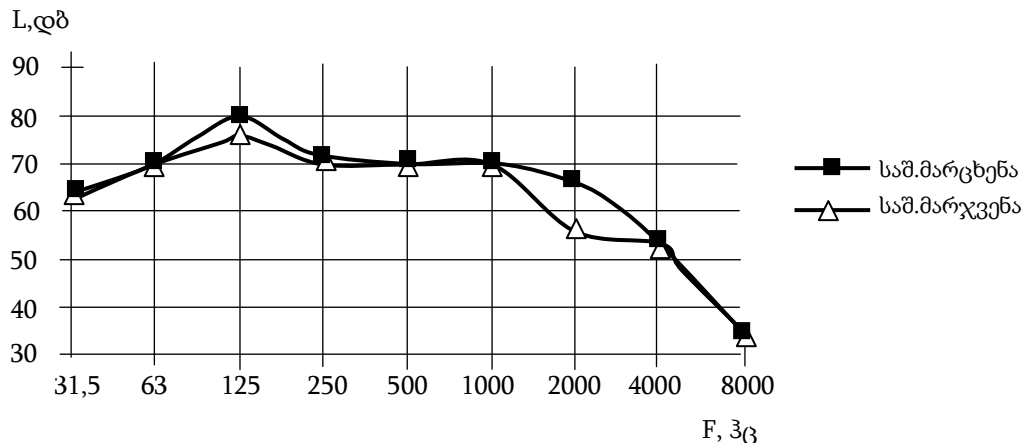
აგრეთვე იზომებოდა გარე ხმაურის დონე 7,5 მეტრის დაშორებით და 1,2 მეტრის სიმაღლეზე პარკირებაზე მდგომი ამუშავებულ ძრავიანი ავტომობილისათვის სხვადასხვა ბრუნვის სიხშირეებზე (1000 – 6000) ბრ/წთ, იმ მიზნით, რომ განგვესაზღვრა ძრავის ბრუნთა რიცხვის ცვლილების გავლენა პარკირებაზე მდგომი ავტომობილის გარე ხმაურის დონეზე.

4.3. ექსპერიმენტალური კვლევების შედეგები

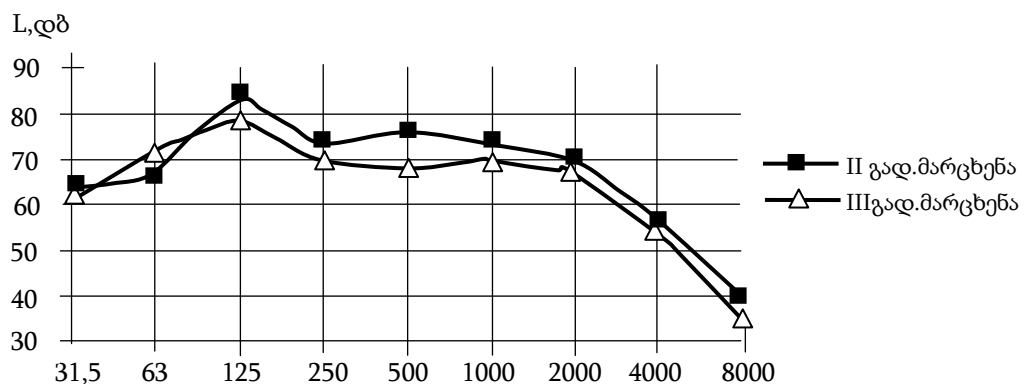
ცხრილში 4.5 და ნახაზებზე 4.9 და 4.10 მოცემულია სტანდარტული მეთოდისგანთავსებით ობიექტის გარე ხმაურის გაზომვის შედეგები, როდესაც საკვლევი ობიექტი მოძრაობს მე-2 და მე-3 გადაკვეთებზე 50 კმ/სთ სიჩქარით, ოქტავურ სიხშირეებზე და ანათვლები აღებულია ავტომობილის გრძივი ღერძიდან 7,5 მეტრის მანძილზე

ავტომობის ოპელ-ვექტრას გარე ხმაურის გაზომვის შედეგები L, დბ

სიხშირეები ჰც	2 მარცხენა	2 მარჯვენა	3 მარჯვენა	3 მარცხენა	საშუალო მარცხენა	საშუალო მარჯვენა
31,5	64,6	63,2	63,3	62,1	63,3	63,2
63	67,4	65,0	73,0	72,5	69,9	69,0
125	83,8	79,1	75,2	77,9	80,8	77,1
250	73,0	73,2	67,4	70,8	71,9	70,7
500	74,9	73,2	68,2	67,6	71,2	70,7
1000	72,3	73,6	70,1	69,0	70,6	71,8
2000	69,3	68,3	65,7	66,6	67,9	67,0
4000	55,8	55,2	52,3	51,9	53,8	53,7
8000	37,8	37,8	30,3	31,8	34,8	34,0
L (A)	77,1	77,1	75,0	75,6	76,3	76,0



ნახ.4.9. ავტომობილ ოპელ-ვექტრას გარე ხმაურის სპექტრები

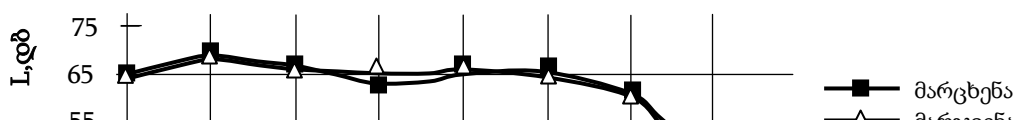


ნახ.4.10. ავტომობილ ოპელ-ვექტრას გარე ხმაურის სპექტრები მე-2 და მე-3
გადაცემაზე მოძრაობისას.

გარე ხმაურის გაზომვის შედეგები თავისუფალი გორვით მოძრაობის შემთხვევაში ავტომობილის გრვძივი ღერძიდან 7,5 მეტრის დაშორებით მოცემულია ცხრილში 4.6 და წარმოდგენილია ნახაზზე 4.11.

ცხრილი 4.6.

სიხშირეები, ჰერცი	საშუალო მარჯვენა მხარე	საშუალო მარცხენა მხარე
31,5	63,1	63,8
63	68,1	69,0
125	67,9	66,8
250	62,5	64,6
500	63,0	64,0
1000	65,9	65,1
2000	60,4	60,4
4000	47,0	46,0
8000	27,7	26,3
L (A)	67,7	57,3



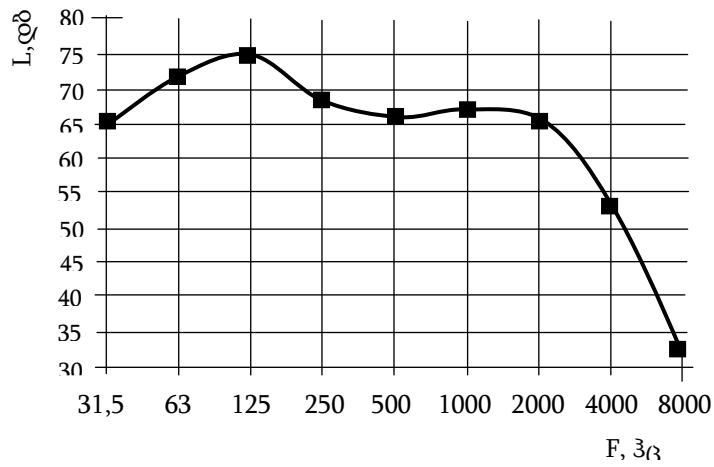
ნახ.4.11. ავტომობილ ოპელ-ვექტრას გარე ხმაურის სპექტრები გამორთული ძრავით მე-2 და მე-3 გადაცემაზე მოძრაობისას

გარე ხმაურის გაზომვის შედეგები პარკირებაზე დგომის შემთხვევაში ავტომობილის გრძივი ღერძიდან 7,5 მეტრის დაშორებით მოცემულია ცხრილში 4.7 და წარმოდგენილია ნახაზზე 4.12.

ცხრილი 4.7.

გარე ხმაურის სპექტრული მდგენელების დონეების გაზომვის შედეგები ავტომობილის პარკირებაზე დგომის შემთხვევაში

სიხშირე, ჰერცი	ხმაურის დონე, L , დბ
31,5	64,8
63	72,3
125	76,7
250	68,1
500	66,6
1000	67,6
2000	66,0
4000	53,5
8000	33,3
L (A)	72,1



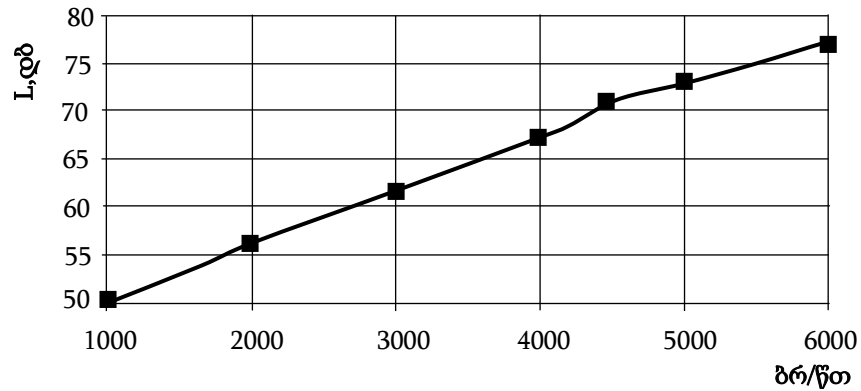
ნახ.4.12. ავტომობილ ოპელ-ვექტრას გარე ხმაურის სპექტრი პარკირებაზე დგომისას.

გარე ხმაურის გაზომვის შედეგები ავტომობილის გრძივი ღერძიდან 7,5 მეტრის დაშორებით ძრავის სხვადასხვა რეჟიმებზე მუშაობის შემთხვევაში მოცემულია ცხრილში 4.8. და წარმოდგენილია ნახაზზე 4.13.

ცხრილი 4.8.

გარე ხმაურის გაზომვის შედეგები ავტომობილის ძრავის სხვადასხვა რეჟიმებზე მუშაობის შემთხვევაში

ძრავის ბრუნვის სიხშირე, 1/წმ	ხმაურის დონე, $L(A)$, დბ
1000	50,6
2000	56,7
3000	62,0
4000	66,8
4500	71,6
5000	72,6
6000	77,4

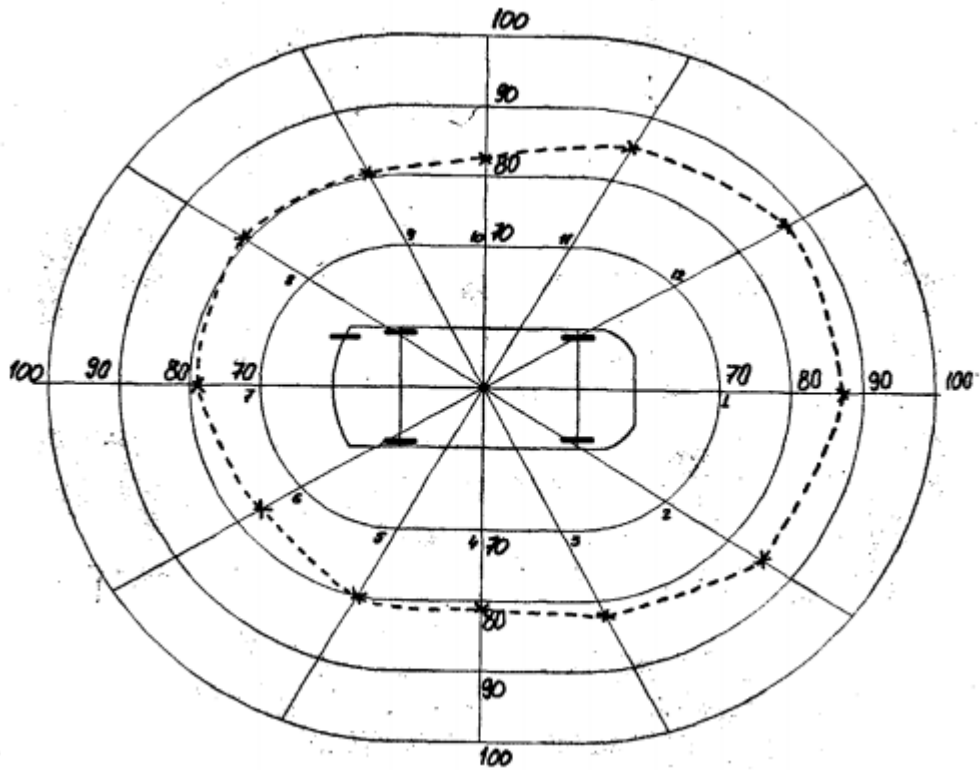


ნახ.4.13. ავტომობილის ხმაურის დონე პარკირებაზე დგომისას ძრავის სხვადასხვა რეჟიმზე მუშაობის შემთხვევაში

4.3.1. ხმაურის ველი

სივრცის ნაწილს, რომელშიდაც შეინიშნება ხმაურის ტალღები ხმაურის ველს უწოდებენ. ხმაურის ველი წარმოადგენს ხმაურის ინტენსივობის განაწილებას პარკირებაზე მდგომი ავტომობილის გარშემო, როდესაც მისი ძრავი მუშაობს გარკვეულ რეჟიმზე.

ხმაურის დონის გაზომვებით ავტომობილის გარე ზედაპირიდან ერთი მეტრის დაშორებით 12 წერტილში, ამუშავებული დაუტვირთავი ძრავის შემთხვევაში ($n=4500$ ბრ/წთ), განსაზღვრული იყო ავტომობილის ხმაურის ველი (ნახ.4.14).



ნახ.4.14. ავტომობილ ოპელ-ვექტრას ხმაურის ველი გარე ზედაპირიდან 1 მეტრის მანძილზე

ავტომობილის მოძრაობის დროს ჩაწერილი ხმაურის ველის და ხმაურის სპექტრის ანალიზი აჩვენებს, რომ ხმაურის გამოსხივება მოძრაობის ღერძიდან მარჯვნივ და მარცხნივ ერთმანეთისაგან მცირედით განსხვავდებიან. აქვე უნდა აღინიშნოს, რომ მარჯვენა მოძრაობის შემთხვევაში ფეხმავალი ადამიანები და შენობა-ნაგებობები განლაგებული არიან ავტომობილის მარჯვენა გვერდთან ახლოს, რაც სიმეტრიული ხმაურის ველის შემთხვევაში ზრდის მათზე მოქმედი ხმაურის დონეს. იგივე შეიძლება ითქვას ხმაურის გამოსხივებაზე წინ და უკან, აგრეთვე გვერდებზე. ამიტომ გარკვეულ ინტერესს წარმოადგენს საკითხის განხილვა ავტომობილის ისეთი ხმაურის შესახებ, რომელიც გაითვალისწინებს არა მარტო ბგერის დასაშვებ დონეს, არამედ აგრეთვე საგზაო მოძრაობის ორგანიზაციას და ვრცელ ინფორმაციას გზაჯვარედინთან ავტომობილის მიახლოების შესახებ. ასეთი ველების ფორმირება შესაძლებელია არა ხმაურის ჩახშობის შედეგად (რაც ძალზე ძვირია), არამედ გამოსხივებული ბგერითი ენერჯის გადანაწილებით აკუსტიკური ეკრანების დახმარებით.

განვიხილოთ ხმაურის ასეთი ველი და მას ვუწოდოთ რაციონალური ხმაურის ველი. ის წარმოადგენს ავტომობილის გარშემო ხმაურის ინტენსივობის განაწილებას, როდესაც დაცულია შემდეგი სამი წინაპირობა:

- უზრუნველყოფილია ხმაურის დასაშვები დონე ავტომობილის გრძივი ღერძიდან 7,5 მეტრის მანძილზე;

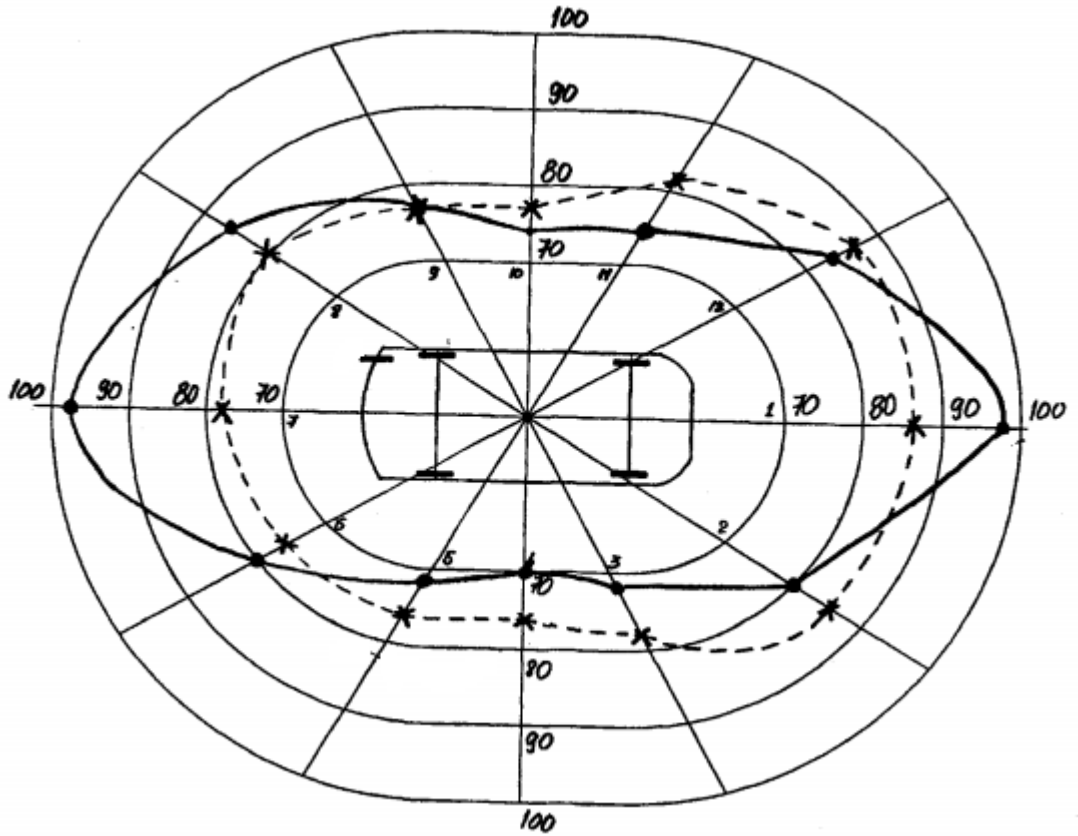
- გაზრდილია მიმართული ხმაური მოძრაობის მხარეს, როგორც დამატებითი ინფორმაცია ავტომობილის მიახლოების შესახებ, რაც გაზრდის ფეხმავალთა და მძღოლის უსაფრთხოებას;

- მიმართული ხმაურის სხვადასხვა მაჩვენებელი ავტომობილის მარჯვენა და მარცხენა გვერდებიდან, მოძრაობის ორგანიზაციის სქემაზე (მარცხენა თუ მარჯვენა) დამოკიდებულებით.

მოყვანილი მსჯელობიდან გამომდინარე შესაძლებელია ავტომობილის ხმაურის საერთო დონის შემცირება გაზომვის სტანდარტულ წერტილში ისე, რომ არ შემცირდეს ხმაურის ცალკეული წყაროების ხმაური. ამის მიღწევა შეიძლება ხმაურის ენერჯის გადანაწილებით მარჯვნიდან მარცხნივ და მოძრაობის მიმართულებით (უკან და წინ).

ავტომობილ ოპელ-ვექტრასათვის ბგერითი ენერჯის გადანაწილებით მარჯვნიდან მარცხნივ და მოძრაობის მიმართულებით (უკან და წინ) მივიღებთ : 7,5 მეტრზე ავტომობილის რძივი ღერძიდან მარცხენა მხარეზე 75 დბ(A) (წერტილი 10), ხოლო მარჯვენა გვერდიდან - 69 დბA (წერტილი 4), წინ - 98 დბ(A) (წერტილი 1), ხოლო უკან - 97 დბ(A) (წერტილი 7) (იხ. ნახ.4.15).

რაციონალური ხმაურის ველი აგებულია ემპირიულად.



ნახ.4.15. ავტომობილ ოპელ-ვექტრას ხმაურის ველი----x----

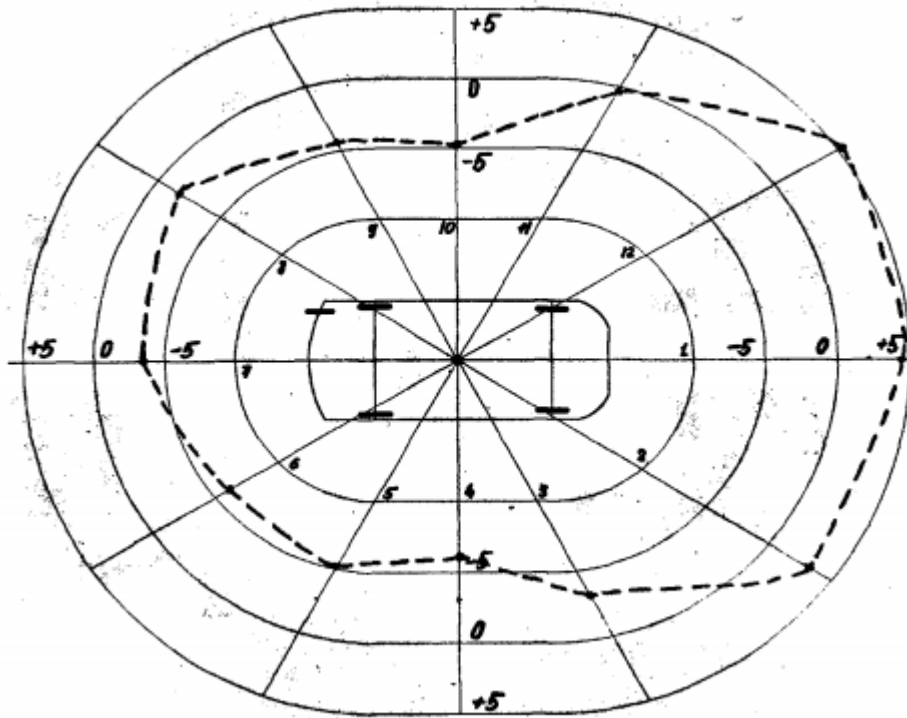
----•---- ემპირიული მეთოდით აგებული რაციონალური ხმაურის ველი
ავტომობილის მოძრაობის დროს, გრძივი ღერძიდან 7,5 მეტრზე

4.3.2. მიმართულების მაჩვენებელი

მიმართულების მაჩვენებელი (მმ) წარმოადგენს სხვაობას გასაზომ ზედაპირზე ბგერის საშუალო დონესა დბ(A) და მოცემულ მიმართულებაზე გასაზომ ზედაპირზე საყრდენი რადიუსიდან მოცემულ წერტილში ბგერის დონის მნიშვნელობას შორის.

საყრდენი რადიუსი არის მანძილი მოცემული წერტილიდან ხმაურის წყაროს ცენტრამდე.

ავტომობილ ოპელ-ვექტრას ხმაურის გამოსხივების მიმართულების მახასიათებლების განსაზღვრის მიზნით ნახ.4.16 -ზე გამოსახულია ხმაურის ბგერის დონის მიმართულების მაჩვენებლების დიაგრამა.



ნახ.4.16. ავტომობილ ოპელ-ვექტრას ხმაურის გამოსხივების მიმართულების
მახასიათებელი გრძივი ღერძიდან 7,5 მეტრზე

დიაგრამიდან ჩანს, რომ ხმაურის მიმართულება ავტომობილის წინ 1,2,11 და 12 წერტილებში სხვებზე მეტია, რადგანაც წინ განლაგებულია ძრავი და მისი ხმაური წინა და ქვედა ღია არეებიდან წინაა მიმართული, ხოლო უკან მიმართული ხმაური გაცილებით მცირეა.

ბგერის საშუალო დონის L_T და ყოველ წერტილში ბგერის დონის L_i მიხედვით შეიძლება განისაზღვროს მიმართულების მაჩვენებელი (მმ) [37]:

$$(მმ) = L_i - L_m \quad (4.1)$$

ბგერის საშუალო დონე განისაზღვრება ფორმულით:

$$L_m = 10 \lg \sum_{i=1}^n 10^{0,1L_i} - 10 \lg n \quad (4.2)$$

სადაც ბგერის i - ური დონეა საყრდენ რადიუსზე. $i = 1, 2, \dots, n$.

თუ ბგერის უმაღლეს და უდაბლეს დონეებს შორის სხვაობა არ აჭარბებს 7 დბ - ს, მაშინ ბგერის საშუალო დონე მიახლოებით უდრის ყველა დონეების საშუალო არითმეტიკულ მნიშვნელობას გამოთვლილს ფორმულით:

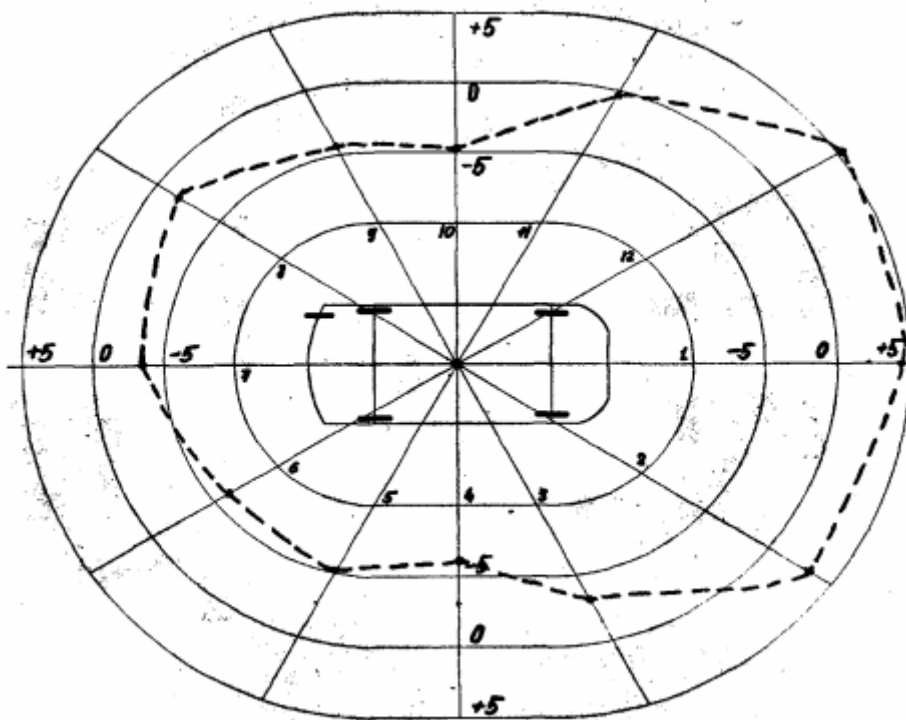
$$L_m = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n L_i \quad (4.3)$$

ხმაურის მიმართულების მაჩვენებლის (მმ) გამოთვლის შედეგები ავტომობილ ოპელ-ვექტრასათვის მოცემულია ცხრილში 4.9 და ნახაზზე 4.17.

ცხრილი 4.9

ხმაურის მიმართულების მაჩვენებლის გამოთვლის შედეგები

L(A), საყრდენი ლერძიდან 7,5 მეტრზე (ანგ)	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	საშ.
	79,3	78,3	71,7	69,1	69,8	68,9	71,6	73,3	70,4	70,1	74,7	80,1	75
მიმართ. მაჩვ. (მმ)	+4,3	+3,3	-3,3	-5,9	-5,2	-6,1	-3,4	-1,7	-4,6	-4,9	-0,3	+5,1	

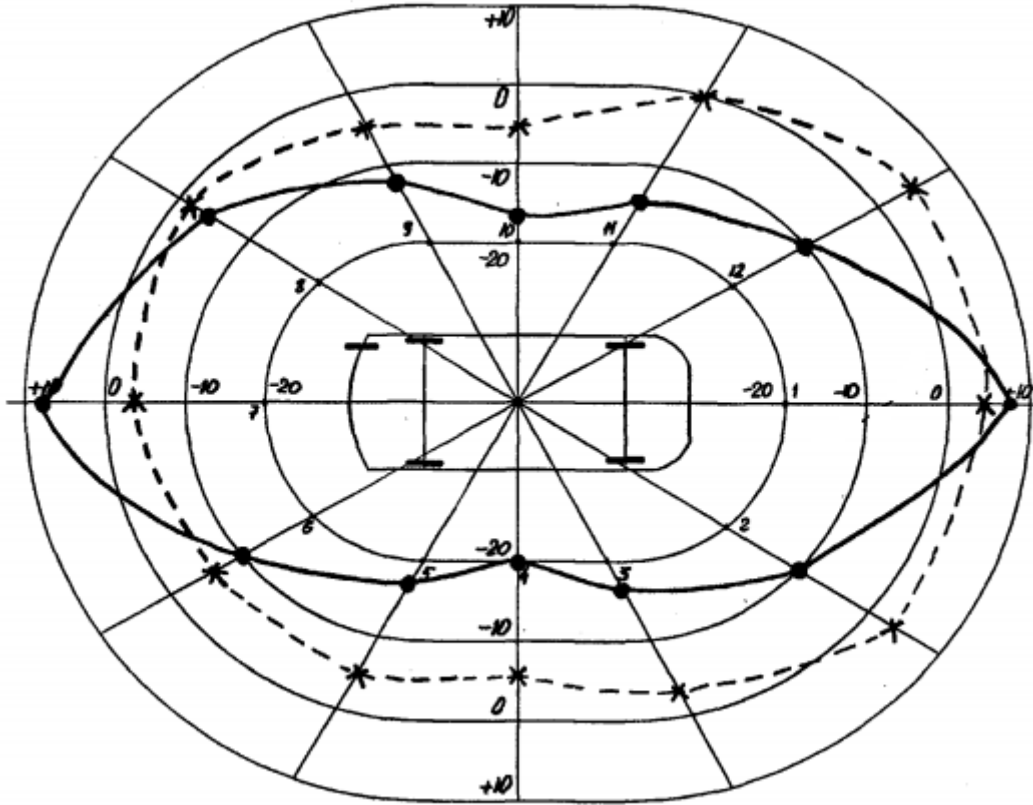


ნახ.4.17. ავტომობილ ოპელ-ვექტრას ხმაურის მიმართულების მაჩვენებელი

ავტომობილ ოპელ-ვექტრას ბგერითი ენერჯის გადანაწილების შედეგად მივიღეთ მიმართულების რაციონალური მაჩვენებელი (ნახ.4.18). საიდანაც ნათლად ჩანს შემდეგი:

1. გაზრდილია ბგერის მიმართულება ავტომობილის მოძრაობის მხარეს (წერტილები 1, 7), რაც დამატებით აძლიერებს ინფორმაციას ავტომობილის მოახლოების შესახებ და უზრუნველყოფს ფეხმავალთა და მძღოლის უსაფრთხოებას.

2. ავტომობილის მარჯვენა და მარცხენა მხრიდან ბგერის მიმართულების განსხვავებული მაჩვენებლები, ანუ მარჯვენა მხრიდან ნაკლებია (წერტილი 4), ვიდრე მარცხენა მხრიდან (წერტილი 10). რადგანაც ჩვენს ქვეყანაში მარჯვენა მოძრაობაა, ხმაურის მიმართულება ფეხმავალ პირებზე შემცირებულია.



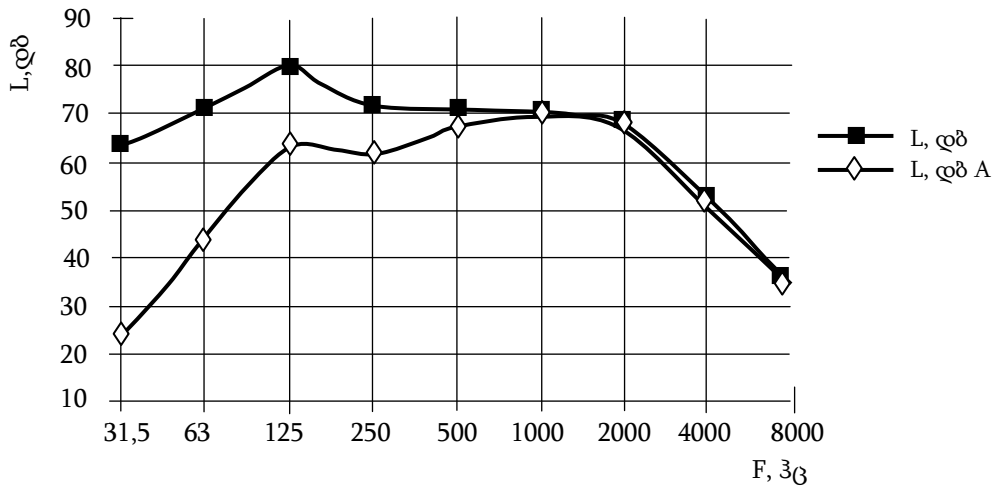
ნახ.4.18. ავტომობილ ოპელ-ვექტრას ბგერითი ენერჯის გადანაწილების შედეგად მიღებული მიმართულების რაციონალური მაჩვენებელი
 -----x----- ექსპერიმენტი;
 -----•----- ბგერის მიმართულების რაციონალური მაჩვენებელი.

4.3.3. სპექტრალური ანალიზი

ავტომობილ ოპელ-ვექტრას ხმაურის დონის გაზომვის შედეგები გვაჩვენებენ, რომ ხმაურის დონე $L(A)$ შეადგენს 76,2 დბ(A) - ს.

ოქტავურ სიხშირეებზე ავტომობილის ხმაურის დონის გაზომვის შედეგებიდან (ნახ.4.19, მრუდი 1) ჩანს, რომ ხმაურის სპექტრალური მდგენელების ყველაზე მაღალი დონეები შეინიშნება 80 – 160, 160 – 320, და 640 – 1250 ჰერცის დიაპაზონში.

ხმაურზომის მახასიათებლის შესწორების გათვალისწინებით (მრუდი 2) ჩანს, რომ ხმაურის ყველაზე მაღალი დონე შეესაბამება სპექტრალურ მდგენელებს, რომლებიც იმყოფებიან ოქტავური ველის 640 – 2500 ჰერცის დიაპაზონში. აქედან გამომდინარე, ავტომობილის ხმაურის დონის შესამცირებლად საჭიროა იმ მდგენელების ხმაურის დონის შემცირება, რომლებიც იმყოფებიან 640 – 2500 ჰერცის დიაპაზონში.



ნახ.4.19. ავტომობილ ოპელ-ვექტრას გარე ხმაურის ოქტავური სპექტრი

4.3.4. გაზომვების სტატისტიკური ცდომილება

გასაზომი სიდიდეების შესაფასებლად ავიღოთ გაზომვის რამდენიმე შედეგის საშუალო არითმეტიკული [1]

$$\bar{A} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n X_i \quad (4.4)$$

ხოლო შემთხვევითი ცდომილების პარამეტრის შესაფასებლად ავიღოთ ერთეული გაზომვისას მათი საშუალო კვადრატული გადახრა

$$S(A) = \left[\sum_{i=1}^n (X_i - \bar{A})^2 / (n - 1) \right]^{1/2} \quad (4.5)$$

სადაც X_i - i - ური გაზომვის შედეგია;

n - გაზომვების რიცხვია.

სიდიდე $S(A)$ წარმოადგენს გაზომვის შედეგების თეორიული განაწილების შეფასებას σ_x .

$\Delta = tS(A)$ - განისაზღვრება გაზომვების სარწმუნო ცდომილება, სადაც t - სარწმუნო ალბათობაზე (P) და გაზომვების რაოდენობაზე (n) დამოკიდებული რიცხვია (სტიუდენტის კრიტერიუმი).

გაზომვის საშუალო არითმეტიკული შედეგის \bar{A} საშუალო კვადრატული გადახრა, რომელიც გამოითვლება შეზღუდული რაოდენობის ექსპერიმენტული მონაცემების მიხედვით

$$S(\bar{A}) = \left[\frac{1}{n(n-1)} \sum_{i=1}^n (X_i - \bar{A})^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad (4.6)$$

მონაცემთა ნორმალური კანონის მიხედვით განაწილების შემთხვევაში A სიდიდის ჭეშმარიტი მნიშვნელობა სარწმუნო ალბათობით იმყოფება ინტერვალში

$$[\bar{A} - tS(\bar{A}), \bar{A} + tS(\bar{A})] \quad (4.7)$$

მნიშვნელობა $tS(\bar{A})$ - გაზომვის შედეგის $\varepsilon(P)$ შემთხვევითი ცდომილების სარწმუნო საზღვარია, ანუ სარწმუნო შემთხვევითი ცდომილებაა:

$$\varepsilon(P) = tS(\bar{A}) \quad (4.8)$$

ცხრილში 4.10 მოცემულია გაზომვის ცდომილება Δ და სარწმუნო ცდომილება $\varepsilon(P)$ მარცხენა მხარეზე ხმაურის დონის გაზომვის დროს 1000 ჰერცის სიხშირეზე, ავტომობილის მოძრაობისას მზომი ხელსაწყოდან 7,5 მეტრზე.

სარწმუნო ალბათობის დონე $\alpha = 0,9$, $t = 2,92$ [32].

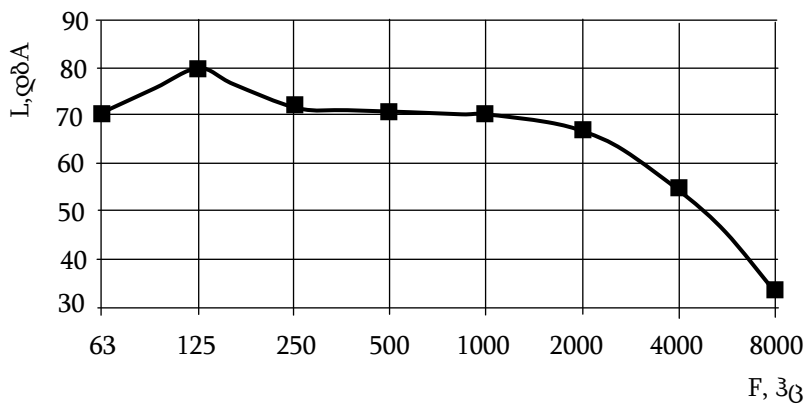
ცხრილი 4.10

ავტომობილ ოპელ-ვექტრას ხმაურის დონეების გაზომვის ცდომილებების ანგარიშის შედეგები

X_i	$X_i - \bar{A}$	$(X_i - \bar{A})^2$	$S(A)$	$\Delta = tS(A)$	$S(\bar{A})$	$\varepsilon(P) = tS(\bar{A})$
70,4	-0,46	0,21	1,56	4,56	0,9	2,62
72,8	+1,94	3,76				
69,4	-0,96	0,92				

4.4. ავტომობილ ოპელ-ვექტრას გარე ხმაურის შეფასება

ავტომობილის გარე ხმაურის შეფასების მიზნით ჩატარდა ექსპერიმენტული გამოკვლევების სერია. სტანდარტული მეთოდის მიხედვით იზომებოდა გარე ხმაურის დონე 7,5 მეტრის დაშორებით, როდესაც ავტომობილის მოძრაობის სიჩქარე იყო 50 კმ/სთ მე-2 და მე-3 გადაცემებზე (ნახ.4.20). დადგინდა, რომ გამოსაკვლევია ავტომობილის გარე ხმაურის დონე შეადგენს 76,5 დბ(A) - ს და აჭარბებს სტანდარტით მოთხოვნილ დასაშვებ ნორმას (74 დბ(A)).

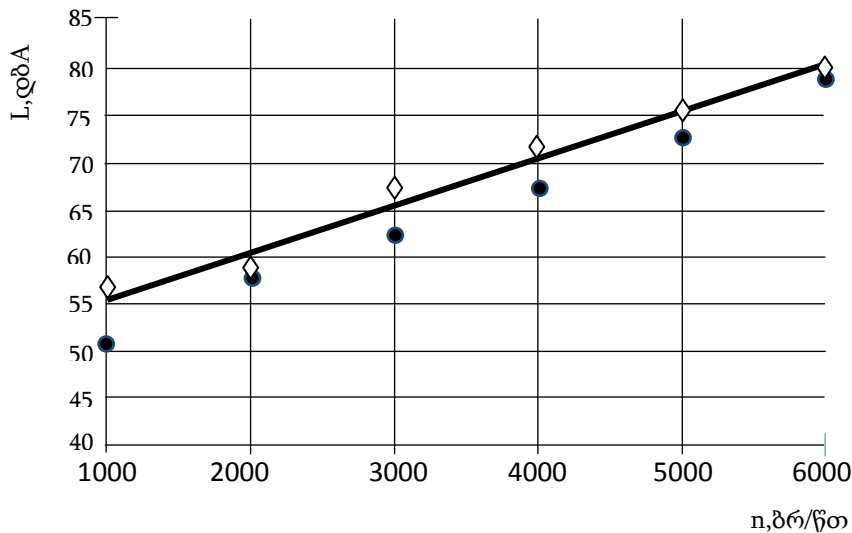


ნახ.4.20. ავტომობილის გარე ხმაურის სპექტრები ოქტავური სიხშირეების ზოლებში.

აგრეთვე ჩატარდა ექსპერიმენტული გამოკვლევები ავტომობილის გარე ხმაურის დონის შესაფასებლად ძრავის ბრუნთა რიცხვებზე დამოკიდებულებით (ნახ.4.21). როგორც ნახაზიდან ჩანს, ძრავის ბრუნთა რიცხვის გაზრდით იზრდება ავტომობილის ხმაურის დონე, რამდენადაც შიგაწვის ძრავი წარმოადგენს სატრანსპორტო საშუალების ხმაურის ძირითად წყაროს.

ავტომობილის საერთო გარე ხმაურის დონეზე შიგაწვის ძრავის ბრუნვის სიხშირის გავლენის შესაფასებლად თანაბარი პირობების დაცვით აგებულია მაღალსიხშირული გარე ხმაურის სპექტრი ჩვეულებრივი მოძრაობის, გამორთული ძრავით გორვის და პარკირებაზე დგომის რეჟიმებზე.

1. გორვის რეჟიმზე, როდესაც საწყისი სიჩქარეა 50 კმ/სთ და საბოლოო სიჩქარეა 45 კმ/სთ, გვაქვს $L(A)=67,7$ დბ(A)-ს. თუ ჩავთვლით, რომ სიჩქარე შემცირდება სწორხაზობრივად, მაშინ საშუალო სიჩქარე იქნება 47,5 კმ/სთ (4200 ბრ/წთ).



ნახ.4.21. ავტომობილის გარე ხმაურის დონე შიგაწვის ძრავის ბრუნთა რიცხვებზე დამოკიდებულებით

2. ჩვეულებრივად მოძრაობის დროს საწყისი სიჩქარეა 50 კმ/სთ (4400 ბრ/წთ), საბოლოო 55 კმ/სთ (4600 ბრ/წთ), $L(A) = 77,2$ დბ(A), როდესაც საშუალო სიჩქარე 52,5 კმ/სთ - ია (4400 ბრ/წთ).

3. პარკირების რეჟიმზე $L(A) = 72,2$ დბ(A), (4430 ბრ/წთ).

ექსპერიმენტი ჩატარების დროს ხმაურმზომი განლაგებული იყო ავტომობილის გრძივი ღერძიდან 7,5 მეტრის მანძილზე, 1,2 მეტრის სიმაღლეზე.

ქვემოთ მოყვანილია ავტომობილის გარე ხმაურის დონის გაზომვის შედეგები 47,5 კმ/სთ სიჩქარით მოზრაობის შემთხვევაში, ამასთან ექსპერიმენტალურად დადგინდა, რომ $L(A) = 72,2$ დბ(A).

ხმაურის დონე მოცემულ პირობებში მოძრაობის დროს:

$$L_{4275} = 76,3 + 5 \cdot \frac{4275 - 4725}{1000} = 74 \text{ დბ A} \quad (4.9)$$

ხმაურის დონე მოცემულ პირობებში პარკირებაზე დგომისას:

$$L_{4275} = 72 + 5 \cdot \frac{4275 - 4725}{1000} = 70,8 \text{ დბ A} \quad (4.10)$$

$$L_{\text{მომ}} = 10 \lg(10^{0,1L_{\text{ფა}}} + 10^{0,1L_{\text{გორ}}}) = 72,53 \text{ დბ A} \quad (4.11)$$

ექსპერიმენტების შესაბამისად მივიღებთ შესწორებას ავტომობილის ბგერითი გამოსხივების სპექტრის ასაგებად 7,5 მეტრის დაშორებით (ცხრილი 4.11).

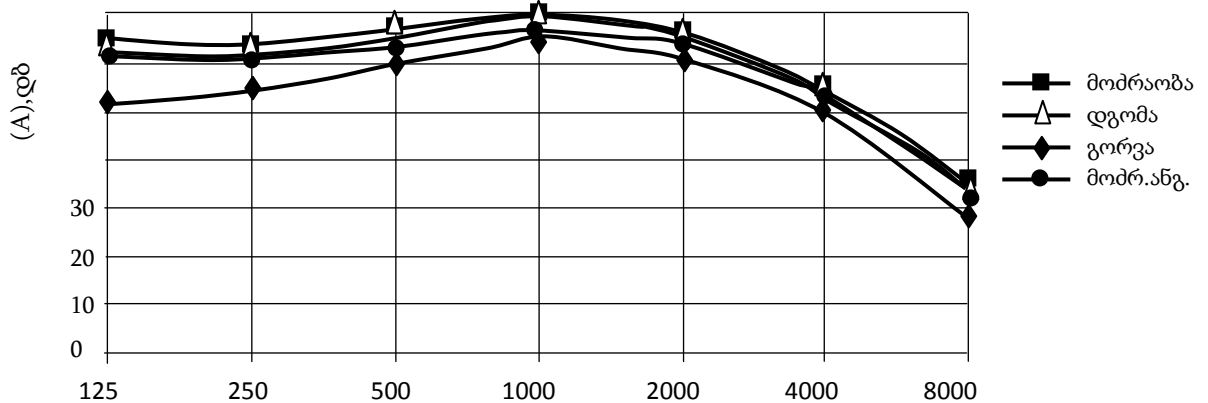
ბგერითი გამოსხივების სპექტრის შესწორებების მნიშვნელობები

სიხშირე, ჰერცი	125	250	500	1000	2000	4000	8000
შესწორება $\Delta L_{\text{მომრ.}}$	11,6	13	8,3	5,7	7,2	21,5	42,6
შესწორება $\Delta L_{\text{დგომა}}$	11,5	12,6	8,7	4,5	4,9	17,6	39,9
შესწორება $\Delta L_{\text{გორვა}}$	15,9	13,8	7,9	1,8	6,1	19,7	41,1

გამოსახულებით $L_f = L(A)_{\text{ავტ.}} - \Delta L_f$ ვითვლით ბგერითი დაწნევის დონეებს სიხშირეების ოქტავურ ზოლში, ვითვალისწინებთ, რომ L_f არის ბგერითი დაწნევის დონე ოქტავურ ზოლში; $L(A)_{\text{ავტ.}}$ - ბგერის საშუალო დონეა ავტომობილის გრძივი ღერძიდან 7,5 მეტრზე; ΔL_f - სიხშირული შესწორებაა (ცხრილი 4.11). ანგარიშის შედეგები მოყვანილია ცხრილში 4.12 და ნახ.4.22 - ზე აგებულია აგებულია ოქტავურ ზოლებში ბგერითი დაწნევის დონეების გრაფიკები.

ავტომობილ ოპელ-ვექტრას ხმაურის დონეები

სიხშირე, ჰერცი	125	250	500	1000	2000	4000	8000
$L(A)$ მოძრა- ობაზე, $L_{\text{მომ.}}$	62,4	61	65,7	68,3	66,8	52,5	31,4
$L(A)$ დგო- მაზე, $L_{\text{დგომ.}}$	59,3	58,2	62,1	66,3	65,9	53,2	30,9
$L(A)$ გორვა- ზე, $L_{\text{გორვ.}}$	51,8	53,9	59,8	65,9	61,6	48	26,6
საანგარიშო $L_{\text{მომ.}} = L_{\text{დგომ.}} +$ $+ L_{\text{გორვ.}}$	60,2	59,5	64,1	69,1	67,2	54,3	32,3



ნახ.4.22. ექსპერიმენტებით და თეორიული გათვლებით მიღებული სკერიტი დაწნევის დონეები ოქტავურ ზოლებში ავტომობილის მოძრაობის, გორვის და პარკირებაზე დგომის დროს

ნახ.4.22 - დან ჩანს, რომ ბგერის დონე ავტომობილის გორვით (გამორთული ძრავით) მოძრაობის შემთხვევაში 6 დბ(A) - თი ნაკლებია იგივე პირობებისათვის ჩართული ძრავით მოძრაობის შემთხვევასთან შედარებით.

ბგერის დონეების შეკრებით დგომის და გორვის რეჟიმებზე, ანგარიშის მეთოდით მივიღეთ მეოთხე მრუდი, $L(A)_{\text{მოძრ. ანგ.}}$, რომელიც თავსდება ექსპერიმენტის ცდომილების ზღვრებში.

4.5. შედეგების ანალიზი

უმცირესი კვადრატების მეთოდით მონაცემთა დამუშავების დროს შეირჩევა ფუნქციის პარამეტრების ისეთი მნიშვნელობები, რომლებიც ყველაზე მეტად ალბათურია მოცემულ გაზომვათა ერთობლივობისათვის. ამ მეთოდის ძირითად პირობას წარმოადგენს მომვლელი მრუდიდან წერტილების ჯამის მინიმალურობა [1].

$$\sum [y_i - f(x_i, a, b, c, \dots)]^2 = \min \quad (4.12)$$

სადაც y_i, x_i - გასაზომი სიდიდეების ექსპერიმენტალური მნიშვნელობებია;

a, b, c, \dots - ფუნქციის უცნობი პარამეტრებია.

იმისათვის, რომ ვიპოვოთ $y = ax + b$ ფუნქციის a და b პარამეტრები, საჭიროა დაცული იყოს პირობა

$$\sum^n [y - (ax_i + b)]^2 = \min \quad (4.13)$$

a და b პარამეტრების მნიშვნელობები ავტომობილის გარშემო ერთი მეტრის დაშორებით 12 წერტილში ბგერის დონის გაზომვის შემთხვევაში მოყვანილია ცხრილში 4.13.

ცხრილი 4.13.

a და b პარამეტრების მნიშვნელობები

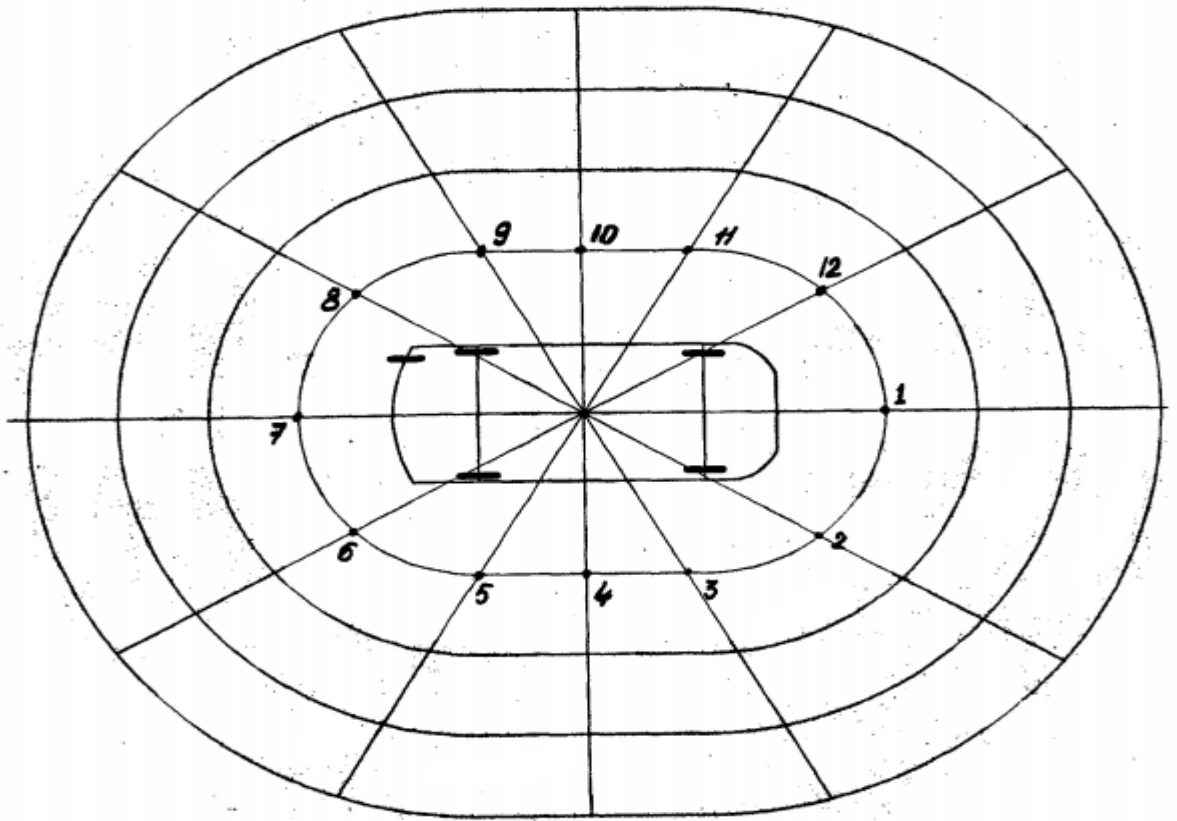
წერტილის №	a	b
1	0,0058	60,6
2	0,0059	58,5
3	0,0056	56,9
4	0,0058	54,9
5	0,0061	52,1
6	0,0057	51,0
7	0,0063	49,5
8	0,0062	50,6
9	0,0060	53,1
10	0,0060	54,5
11	0,0050	62
12	0,0057	60

საბოლოოდ ვღებულობთ ბგერის დონის $L(A)$ საერთო განტოლებას ავტომობილის გარშემო შიგაწვის ძრავის ბრუნთა რიცხვებზე დამოკიდებულებით

$$L_A = 55 + 0,006 \cdot n \quad (4.14)$$

სადაც n - ძრავის მუხლა ლილვის ბრუნვის სიხშირეა.

ნახაზზე 4.23 მოცემულია ავტომობილ ოპელ-ვექტრას გაშემო 1 მეტრის დაშორებით ბგერის დონის გაზომვის წერტილების განლაგების სქემა, ხოლო ნახაზებზე 4.24 - 4.27 მოცემულია ზოგიერთი წერტილისათვის რეგრესიის განტოლების $L(A) = f(n)$ მიხედვით აგებული გრაფიკები



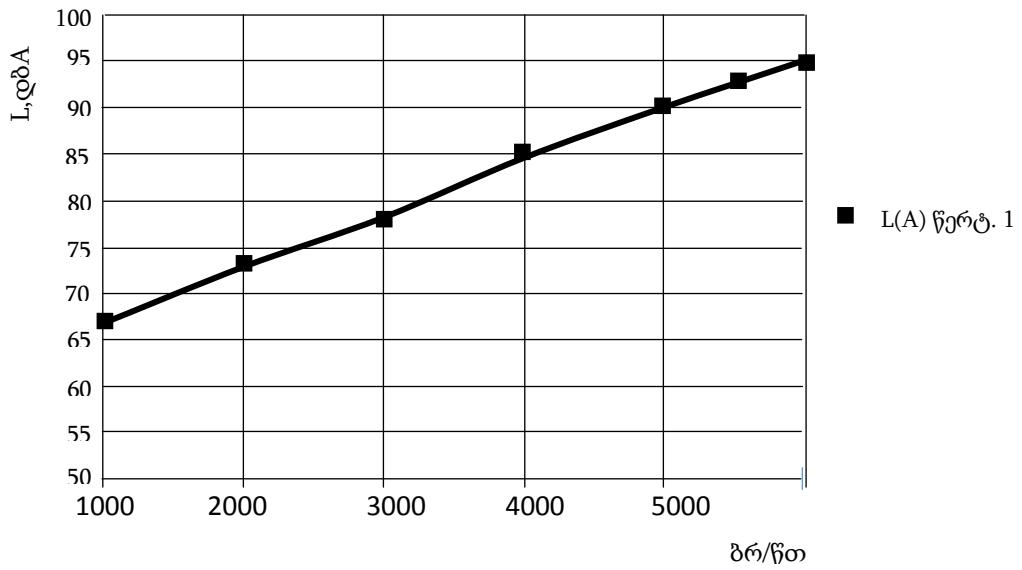
ნახ.4.23. ხმაურის დონეების გაზომვის წერტილები ავტომობილ ოპელ-ვექტრას გარშემო

ხმაურის დონის (L) გაზომვისას ავტომობილის წინა მხარეზე 1 მეტრის დაშორებით, ოქტავურ სიხშირეებში, ძრავის სხვადასხვა რეჟიმებზე მუშაობის შემთხვევაში № 1 წერტილისათვის (იხ. ნახ.3.21)ა და b პარამეტრების მნიშვნელობები მოყვანილია ცხრილში 3.19.

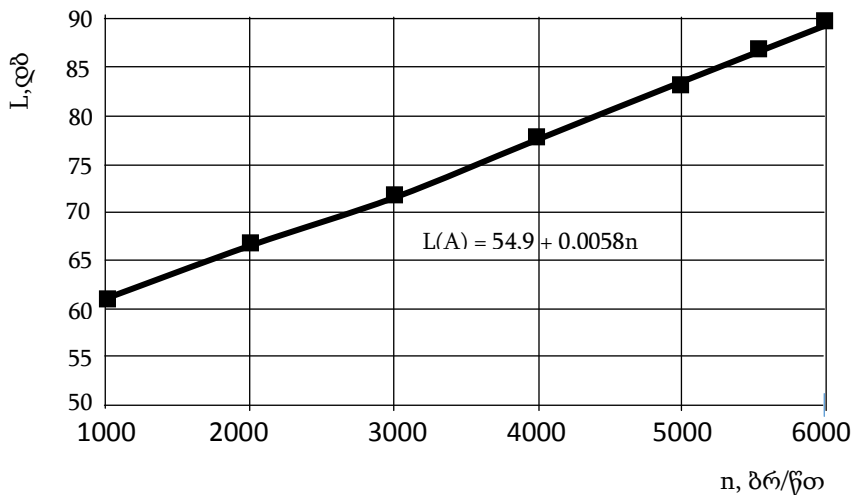
ცხრილი 4.14.

α და b პარამეტრების მნიშვნელობები

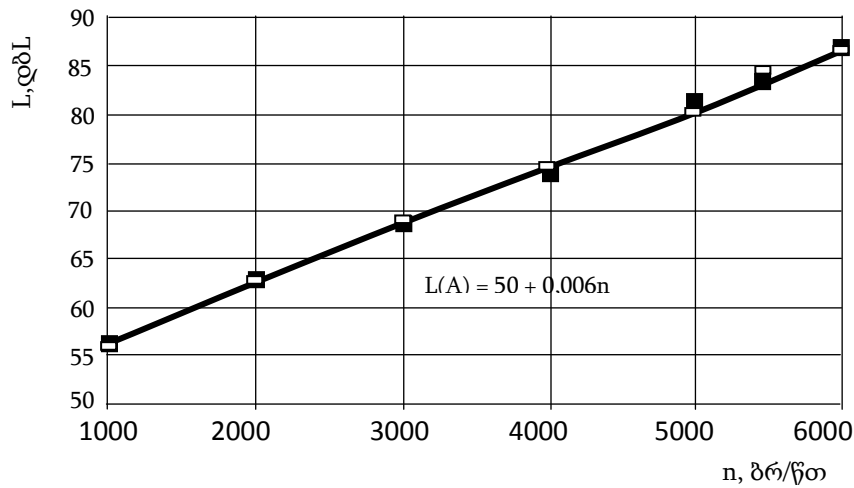
სიხშირეები	α	b
125	0,0079	42,4
250	0,0084	42,3
500	0,006	40,7
1000	0,005	55,6
2000	0,0052	58,3
4000	0,0059	56
8000	0.0087	30,7



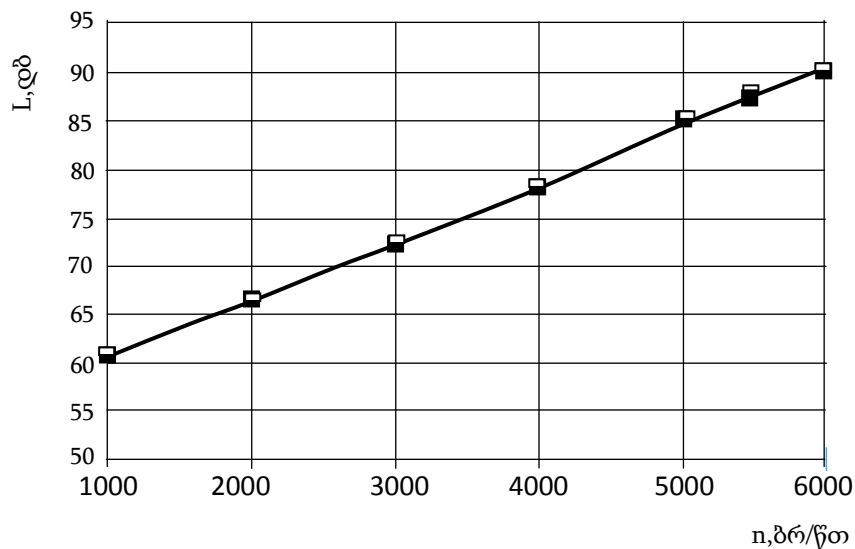
ნახ.4.24. ხმაურის დონე L(A) წერტილში 1 შიგაწვის ძრავის სხვადასხვა რეჟიმებზე მუშაობის შემთხვევაში.



ნახ.4.25. ხმაურის დონე L(A) წერტილში 4 შიგაწვის ძრავის სხვადასხვა რეჟიმებზე მუშაობის შემთხვევაში.



ნახ.4.26. ხმაურის დონე $L(A)$ წერტილში 7 შიგაწვის ძრავის სხვადასხვა რეჟიმებზე მუშაობის შემთხვევაში.

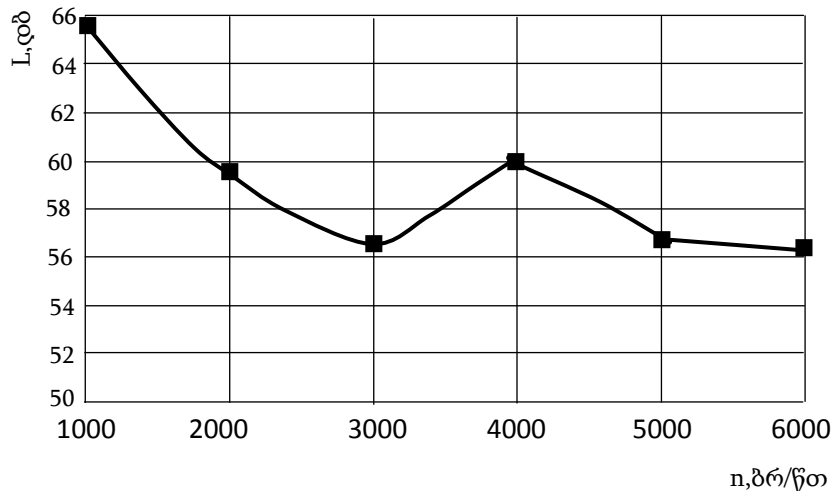


ნახ.4.27. ხმაურის დონე $L(A)$ წერტილში 10 შიგაწვის ძრავის სხვადასხვა რეჟიმებზე მუშაობის შემთხვევაში

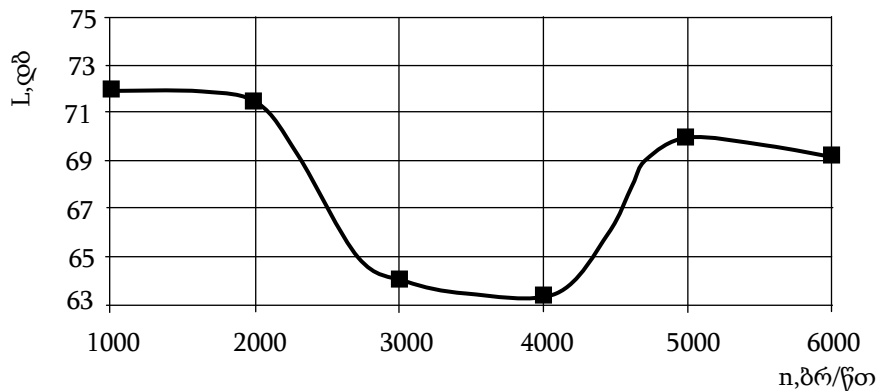
ზემოთ მოყვანილი გრაფიკებიდან შეიძლება დავასკვნათ:

1. ბგერის დონე გაზომვის ყველა წერტილში იზრდება ძრავის მუხლა ლილვის კუთხური სიხშირის გაზრდით.
2. ბგერის ყველაზე მაღალი დონე შეინიშნება 1, 2 და 12 წერტილებში, რადგანაც ეს წერტილები მდებარეობენ ავტომობილის წინა მხარეზე, სადაც ძრავია განლაგებული. ძრავიდან კი ხდება ბგერის ყველაზე მაღალი დონით გამოსხივება წინა და ქვედა სივრცეებში.

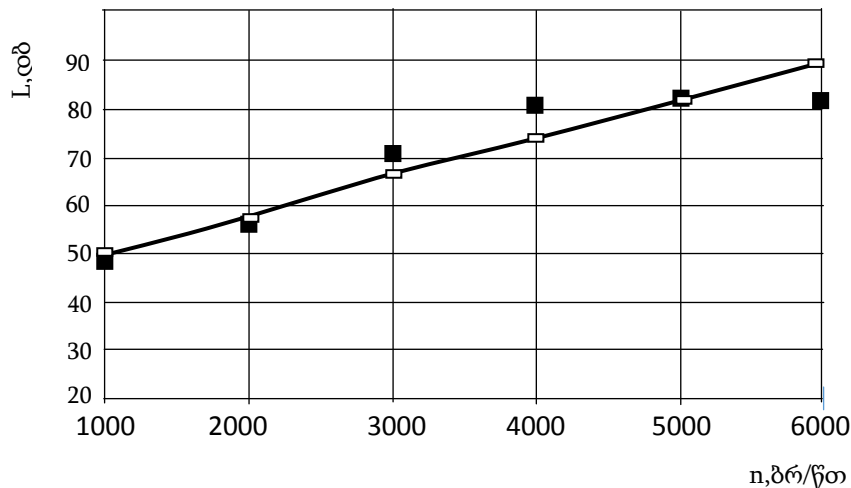
რეგრესიის განტოლების ($L(A) = f(n)$) გრაფიკები ცალკეული სიხშირისათვის მოცემულია ქვემოთ მოყვანილ გრაფიკებზე (ნახ.3.25 – 3.27).



ნახ.4.28. ხმაურის დონე შიგაწვის ძრავის სხვადასხვა რეჟიმებზე მუშაობის შემთხვევაში 35,5 ჰერცის სიხშირეზე.



ნახ.4.29. ხმაურის დონე შიგაწვის ძრავის სხვადასხვა რეჟიმებზე მუშაობის შემთხვევაში 63 ჰერცის სიხშირეზე.



ნახ.3.27. ხმაურის დონე შიგაწვის ძრავის სხვადასხვა რეჟიმებზე მუშაობის შემთხვევაში 125 ჰერცის სიხშირეზე.

ხმაურის დონეები 250, 500, 100, 2000, 4000, და 8000 ჰერცის სიხშირეებზე პრაქტიკულად წინა ნახაზებზე მოცემული გრაფიკების ანალოგიურია.

მოყვანილი გრაფიკებიდან ჩანს, რომ ხმაურის დონე დაბალ სიხშირეებზე (31,5; 63 ჰერცი) შიგაწვის ძრავის სხვადასხვა რეჟიმებზე მუშაობისას, არ ექვემდებარება წრფივი ცვლილების კანონს, ანუ ამ სიხშირეებზე ბგერის დონის დაწნევის დამოკიდებულებას შიგაწვის ძრავის მუხლა ლილვის ბრუნვის სიხშირეზე აქვს მკვეთრად გამოსახული რეზონანსები. როგორც ჩანს, ავტომობილის კორპუსის სხვადასხვა პანელების (მინა, გვერდითი კედლები, დასაჯდომები, კაპოტი და ა.შ.) საკუთარი რხევის სიხშირეები იმყოფებიან ძრავის მუხლა ლილვის მუშა სიხშირეების დიაპაზონში.

8000 ჰერცის სიხშირეებზე, როდესაც ძრავის ბრუნვის სიხშირე 6000 ბრ/წთ – ია ბგერის დონე სწრაფად იზრდება, რაც აგრეთვე ამ სიხშირეებზე რეზონანსული მოვლენებით აიხსნება. თუმცა ეს სიხშირეები ბგერის საერთო დონეს ვერ განსაზღვრვენ.

ხმაურის გაზომვის მეთოდის გამარტივების და სხვადასხვა პირობებში მიღებული შედეგების გაზომვის სტანდარტულ პირობებთან მიახლოების მიზნით შეიძლება წარმოვიდგინოთ შემდეგი გამოსახულება:

A - ხმაურის დონის გასაზომად, რადგანაც სიგრძის გაზომვა უფრო მარტივია მოვახდინოთ ავტომობილის გარე ზედაპირიდან:

$$L_x = L_l - 20lg \frac{(0,5b+r_x)}{(0,5b+r_1)} \quad (4.15)$$

სადაც L_x – ბგერის დონეა ხმაურის წყაროდან r_x მანძილზე;

L_l – ბგერის დონეა ხმაურის წყაროდან r_1 მანძილზე;

r_x – მანძილია ავტომობილის გვერდითი ზედაპირიდან საანგარიშო წერტილამდე;

r_1 – მანძილია ავტომობილის გვერდითი ზედაპირიდან იმ წერტილამდე, სადაც ბგერის დონე ცნობილია;

b – ავტომობილის სიგანეა.

B -ავტომობილის ბგერის დონის დამოიდებულება ძრავის ბრუნვის სიხშირეზე აღიწერება გამოსახულებით:

$$L_n = L_{n1} + 5 \cdot \frac{n-n_1}{1000} \quad (4.16)$$

სადაც L_{n1} – ავტომობილის ბგერის დონეა ძრავის ცნობილ სიჩქარით რეჟიმზე;

n_1 – ძრავის მუხლა ლილვის ბრუნვის ის სიხშირეა, რომელზედაც გაიზომა (ცნობილია) ხმაურის დონე;

n – ძრავის მუხლა ლილვის ბრუნვის სიხშირეა საანგარიშო რეჟიმზე;

C – ბგერის დონეების კავშირი პარკირებაზე დგომის და მოძრაობის შემთხვევებში აღიწერება გამოსახულებით:

$$L_{\theta} = L_{\varphi} + 6,5(-1; +2,5) \quad (4.17)$$

სადაც L_{θ} – ავტომობილის ბგერის დონეა მოძრაობის დროს;

L_{φ} – ავტომობილის ბგერის დონეა პარკირებაზე დგომის დროს.

ეს გამოსახულებები საშუალებას გვაძლევენ გამარტივებული მეთოდით ჩატარებული ექსპერიმენტის შედეგები პირველი მიახლოებით მივიყვანოთ სტანდარტულ პირობებში ჩატარებულ გამოკვლევების შედეგებამდე (ძრავის სხვადასხვა სიჩქარით რეჟიმებზე მუშაობის დროს პარკირებაზე დგომისას და სხვადასხვა მანძილებზე ავტომობილის გარე ზედაპირიდან).

4.6. მეოთხე თავის დასკვნები

ექსპერიმენტალური გამოკვლევების საფუძველზე შეიძლება გაკეთდეს შემდეგი დასკვნები:

1. ავტომობილ ოპელ-ვექტრას გარე ხმაურის დონე შეადგენს 76,3 დბ(A)-ს, რაც აჭარბებს გაეროს ეეკ-ის დოკუმენტებით განსაზღვრულ თანამედროვე დასაშვებ სანიტარულ ნორმებს 74 დბ(A).

2. ავტომობილის გარე ხმაურის ძირითად წყაროს დაბალ სიჩქარეებზე შიგაწვის ძრავი წარმოადგენს.

3. მუხლა ლილვის ბრუნვის სიხშირის გაზრდით მნიშვნელოვნად იზრდება შიგაწვის ძრავის და შესაბამისად ავტომობილის საერთო გარე ხმაურის დონე (5დბ(A) ყოველ 1000 ბრ/წთ -ზე).

4. გადაბმულობის ქუროს ჩართვა-გამორთვა არ ახდენს გავლენას პარკირებაზე მდგომი ავტომობილის საერთო ხმაურის დონეზე.

5. საკმაოდ მაღალია გამომშვები სისტემის ხმაურის დონე, თუმცა თანამედროვე, გაუმჯობესებული კონსტრუქციის მაცუჩების გამოყენებით შესაძლებელია ხმაურის დონის დაწევა ნებისმიერ სასურველ მნიშვნელობამდე.

6. ავტომობილ ოპელ-ვექტრას მაცუჩი ამცირებს გამონაბოლქვი გაზების ხმაურის დონეს 16 – 18 დბ(A) – თი.

7. ხმაურის გაზომვების მეთოდის გამარტივების მიზნით მიღებულია გამოსახულებები (4.15-4.17).

8. განისაზღვრა ავტომობილ ოპელ-ვექტრას გარე ხმაურის ველი და განისაზღვრა მისი რაციონალური ფორმა სამი პირობიდან გამომდინარე:

- ხმაურის დასაშვები დონე 7,5 მეტრზე ავტომობილის გრძივი ღერძიდან.
- ხმაურის გაზრდილი მიმართულება მოძრაობის მხარეს, როგორც დამატებითი ინფორმაცია ავტომობილის მიახლოების შესახებ მძღოლებისა და ფეხმავლებისათვის უსაფრთხოების გაზრდის მიზნით.
- ხმაურის მიმართულების სხვადასხვა მაჩვენებლები ავტომობილისაგან მის მარჯვენა და მარცხენა მხარეს საგზაო მოძრაობის ორგანიზაციაზე დამოკიდებულებით (მარჯვენა და მარცხენა მოძრაობის შემთხვევებში).

საერთო დასკვნები და რეკომენდაციები

1. ტექნიკური პროგრესი განუწყვეტლად არის დაკავშირებული ხმაურის დონის ზრდასთან გარემოში, რაც ამცირებს ადამიანების შრომის ნაყოფიერებას იწვევს წუნს სამუშაოების შესრულების პროცესში და სტიმულირებს გარკვეული დაავადებების განვითარებას.

2. დადგინდა, რომ დღეისათვის საქართველოში ექსპლუატაციაში მყოფი სატრანსპორტო საშუალებების რაოდენობამ 1 200 000 ერთეულს გადააჭარბა, მათ შორის ნახევარზე მეტს საშუალო და დაბალი კლასის (ძრავის მოცულობა 1,5 – 2,5 ლიტრი) და 10 წელზე მეტი ხნის ავტომობილები წარმოადგენენ, რომელთა გარე ხმაურის დონე მნიშვნელოვნად აჭარბებს გაეროს ეეკ-ის სტანდარტით დადგენილ დასაშვებ ნორმას (74 დბ(A)).

3. მსუბუქი ავტომობილის ხმაური განისაზღვრება მთელი რიგი კვანძების და სისტემების მუშა პროცესებით. ამასთან, ავტომობილის სხვადასხვა რეჟიმებზე მუშაობისას ხმაურის მიხედვით შეიძლება დომინირებდეს სულ სხვადასხვა წყაროები. ასე რომ, თუ მოძრაობის სიჩქარე 60-70 კმ/სთ - ია დომინანტი ძრავის ხმაურია, ხოლო თუ სიჩქარე 80-90 კმ/სთ - ზე მეტია, მაშინ საერთო ხმაურში დომინირებს საბურავების ხმაური.

4. მათემატიკური მოდელირების საფუძველზე გაითვალა იმ ჯამური შემაშფოთებელი ძალების მნიშვნელობები და აიგო გრაფიკები, რომლებიც მოქმედებენ ავტომობილის შიგაწვის ძრავზე მუხლა ლილვის შკივის და მქნევარას სიბრტყეებში და წარმოიშობიან გაუწონასწორებელი მბრუნავი მასების ინერციის ძალების გავლენით.

5. შიგაწვის ძრავში მიმდინარე მუშა პროცესების და სხვა დინამიკური ძალების მიერ ფორმირებული ვიბროსიგნალების ამპლიტუდურ-სიხშირითი მახასიათებლების კვლევის შედეგად გამოვლინდა, რომ მქნევარას სიბრტყეში დისბალანსის 10 გრ·სმ - ით გაზრდის შემთხვევაში ამპლიტუდების გაზრდა საშუალოდ იზრდება 25 % - ით.

6. დადგინდა, რომ უქმი სვლის სტაციონარულ რეჟიმზე მუშაობის დროს ძრავის რხევის ვერტიკალური ვიბროსიჩქარეების ამპლიტუდებს და მუხლა ლილვის და მასთან ერთად მბრუნავი მასების დისბალანსს შორის არსებობს წრფივი დამოკიდებულება. ამიტომ ვიბროსიჩქარეების ამპლიტუდის გაზრდა და

მაქსიმალური მნიშვნელობის ამპლიტუდის ფაზა საშუალებას გვაძლევს განვსაზღვროთ ძრავის მბრუნავი შეუწონასწორებელი მასების სიდიდე და განლაგების კუთხე კორექციის სიბრტყეებში (შკივის და მქნევარას სიბრტყეები).

7. დამუშავდა ძრავის ავტომობილის ჩარჩოზე დამაგრების დრეკადი საყრდენების ორიგინალური კონსტრუქცია, რომელიც არსებული მოდელებისაგან გამოირჩევა იმით, რომ კონუსური გეომეტრიული ფორმის გამო აქვს დრეკადობის და დემპფირების არაწრფივი მახასიათებელი, რაც იძლევა ჩასახშობი ვიბრაციული ველის ამპლიტუდურ სიხშირული დიაპაზონის გაზრდის საშუალებას;

8. დამუშავებულია დრეკად საყრდენებზე შიგაწვის ძრავის რხევების მოდელირების მეთოდიკა, რომელიც ითვალისწინებს ძალური აგრეგატის მასითი და ინერციული მახასიათებლების ცვალებადობას მრუდხარა- ბარბაცა მექანიზმის კინემატიკური ცვალებადობის, მოძრავი ერთსახელა დეტალების მასების ტექნიკური არაიდენტურობის და საყრდენების დრეკადი ელემენტების პარამეტრების განსხვავებულობის გამო.

9. ავტომობილ ოპელ-ვექტრასათვის აგებულმა ხმაურის ველის ანალიზმა აჩვენა, რომ ავტომობილის გარშემო ხმაურის ველის უთანაბრობა 10 დბ(A) - მდე აღწევს. ბგერის გამოსხივების ყველაზე მაღალი სიმძლავრე შიგაწვის ძრავის განლაგების მხრიდან შეიმჩნევა. შემოთავაზებულია ხმაურის ველის რაციონალური სქემა;

10. გამოვლინდა, რომ ბგერის დონეზე ყველაზე უფრო დიდ გავლენას ძრავის მუხლა ლილვის ბრუნვის სიხშირე ახდენს. დადგინდა, რომ მუხლა ლილვის ბრუნვის სიხშირის ყოველი 1000 ბრ/წთ - ით გაზრდის შედეგად ავტომობილ ოპელ-ვექტრას გარე ხმაურის დონე 5 დბ(A) - თი იზრდება; ხმაურის დონის ზრდა კიდევ უფრო ინტენსიურია ექსპლუატაციაში 10 წელზე მეტი ხნით მყოფი ავტომობილებისათვის;

11. მიღებულია ავტომობილ ოპელ-ვექტრას ხმაურის სპექტრები მოძრაობის პროცესში. გამოვლინდა, რომ ამ ტიპის ავტომობილებისათვის გარე ხმაურის დონე ძირითადად განისაზღვრება ოქტავური ზოლებით, რომელთა საშუალო გეომეტრიული სიხშირეები 500, 1000 და 2000 ჰერცია;

12. ექსპერიმენტული კვლევების საფუძველზე შემოთავაზებულია ემპირიული დამოკიდებულებები, რომელთა საშუალებით შესაძლებელია პარკირებაზე მდგომი უძრავი ავტომობილის ბგერის დონეების დაყვანა სტანდარტულამდე, ხმაურის

გაზომვის წერტილის მდებარეობის მანძილზე და შიგაწვის ძრავის ბრუნვის სიხშირეზე დამოკიდებულებით;

13. კვლევის შედეგების ანალიზი საშუალებას გვაძლევს დავასკვნათ, რომ დამუშავებული მეთოდიკები შესაძლებელია წარმატებით იყოს გამოყენებული გარე ხმაურის განსასაზღვრად არა მარტო ავტომობილისათვის „ოპელ-ვექტრა“ არამედ სერიული წარმოების შესაბამისი კლასის (ძრავის მოცულობა 1,8 – 2,5 ლ) ავტომობილებისთვისაც, რაც საგრძნობლად შეამცირებს დანახარჯებს ავტომობილის ეკოლოგიურ გამოცდებზე მისი გარე ხმაურის დონის დასაშვებ სიდიდეებთან შესაბამისობის თვალსაზრისით, რაც მეტად მნიშვნელოვანია სატრანსპორტო საშუალებების საყოველთაო ტექნიკური დათვალიერების პროცესში, რომლის შემოღებასაც საქართველოს მთავრობა მომავალი 2018 წლიდან გეგმავს.

გამოყენებული ლიტერატურა

1. Автомобили: испытания: Учеб. пособие для вузов / В.М.Беляев, М.С.Высоцкий, Л.Х.Гилелес и др.; Под ред. А.И.Грипхкевича, М.С.Высоцкого. - Мн.: Выш.шк., 1991. - 187 с
2. Автостроение за рубежом, № 4,1998, по материалам фирмы Opel.
3. Борьба с шумом и вибрациями на путевых и строительных машинах. Иванов Н.И. М., «Транспорт», 1979,272 с.
4. Борьба с шумом. Под ред. проф. Юдина Е.Я., М., Стройиздат, 1964, с. 702.
5. В. Н. Болтинский. Тракторные и автомобильные двигатели. -. 5-е изд., переб. и доп. - М. : Сельхозгиз, 1953. - 592 с.
6. Будущие проблемы шумовой эмиссии автомобилей (Vehicle - noise - emission limits - influence on traffic noise levels past and future) Berge, T., Noise Contr. Eng. j . , 1994,42, (2), 53-58 (Английский).
7. Вайнштейн Л.Л. Исследование источников легкового автомобиля и путей его уменьшения. Тольятти, 1979.
8. Великанов Д.П. Вопросы развития автомобильного транспорта. Институт комплексных транспортных проблем при Госплане СССР - НКТП: изд-во «Транспорт», 1971.
9. АДАЙЛЕХ Ваиль Муртада ВНЕШНИЙ ШУМ ЛЕГКОВОГО АВТОМОБИЛЯ И ВОЗМОЖНОСТИ ЕГО СНИЖЕНИЯ. Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук. Волгоград, 2000.
10. Васильев А.В. Расчет и снижение внутреннего шума и вибрации автомобилей . Известия Самарского научного центра РАН, том 6, №2, 2004.
11. В.Ю. Вахтель, Ю.П. Кисель. Балансировка двигателей в сборе //Тракторы и сельхозмашины. - 962. - №3.-с. 11-13.
12. Галевко Ю.В., Енукидзе Б.Н., Иванова Т.В. Новые требования к уровню внешнего шума АТС. «Автомобильная промышленность», № 1, 1997.
13. Глейзер Л.А. Автомобильная промышленность капиталистических стран в цифрах (1970 - 1976 г.г.), Москва. - 1977.
14. Гольдин А. С. Вибрация роторных машин: - 2-е изд. Исправл. - М.: Машиностроение, 2000. - 344 с: ил.
15. СИДНЕВ С.А. ДИАГНОСТИРОВАНИЕ КАРБЮРАТОРНОГО ДВИГАТЕЛЯ ПО ПАРАМЕТРАМ ВИБРАЦИИ С ЦЕЛЬЮ ПОВЫШЕНИЯ ЕГО РЕСУРСА {НА ПРИМЕРЕ ДВИГАТЕЛЯ ЗМЗ-402}. Диссертация на соискание учёной степени кандидата технических наук. НИЖНИЙ НОВГОРОД. 2001.

16. Государственный стандарт Союза ССР, Система стандартов безопасности труда. Машины сельскохозяйственные самоходные, методы определения вибрационных и шумовых характеристик. М.: 1980.
17. Государственные стандарты Союза ССР, система стандартов безопасности труда, шум, методы определения шумовых характеристик источников шума, ГОСТ 12.1.026-80-ГОСТ 12.1.028-80, Москва - 1984.
18. ГОСТ 12.4.095-80, Москва - 1980.
19. Государственный стандарт Союза ССР, внутренний шум автотранспортных средств, допустимые уровни и методы измерений, ГОСТ 27435- 87, Москва - 1988.
20. ГОСТ 20911-89. Техническая диагностика термины и определения. - М.: Изд.станд., 1990. - 13 с.
21. Э. М. Жарнов. Исследование вибраций дизельного двигателя трактора МТЗ-50: Автореф. дис... канд. техн. наук. -Минск. 1967.-21 с.
22. Дюкова Е. Экологическая безопасность-направление стратегическое // Автомобильный транспорт- 1999. № 4, 40-42 с.
23. Пашков В.И. Динамика автомобильного парка России. Перспективы российских автомобилестроителей.//Автомобильная промышленность- 1998. № 12, 4-8 с.
24. Бесшумный CitroenElectro-Saxo .//Автостроение за рубежом-1991. № 9, 5 с.
25. Иванова Т.В., Галевко Ю.В., Нукильников Э.Н., Енукидзе Б.М. Шум шин: проблемы, методы и результаты испытаний. Ж. «Автомобильная промышленность », 1996, № 4.
26. Колебание автомобиля. Испытания и исследования Я.М. Певзнер, Г. Г. Грдасов, А.Д. Конев, А. Е.Плетнев: Под ред. Я.М. Певзнера. - М.: Машиностроение, 1979. - 208 с.
27. Ключкин И.И. Борьба с шумом и звуковой вибрацией на судах, изд. 2-е. Л., «Судостроение», 1971.
28. КАРПОВ М. А.ОЦЕНКА ВЛИЯНИЯ ПЕРЕМЕННОСТИ ИНЕРЦИОННЫХ ХАРАКТЕРИСТИК СИЛОВОГО АГРЕГАТА НА ПАРАМЕТРЫ КОЛЕБАТЕЛЬНОЙ СИСТЕМЫ ДВИГАТЕЛЬ – ПОДВЕСКА. Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук. МАДИ, М. 2008.
29. Конструкторам автомобилей необходимы знания в области экологии /Филиппов Б.Н.// Научно-технический прогресс в автотракторостроении -проблемы. Реферативный журнал 85: Технологические аспекты охраны окружающей среды -2. Москва, 1994.
30. Колебания силового агрегата автомобиля / В.Е. Тольский, Л. В. Корчемный, Г. В. Латышев и др. - М.: Машиностроение, 1976.-266 с.
31. Кузнецов, Никитин С.П. и др. Автомобильная промышленность ведущих зарубежных стран в 1968-1969г.г. М. - 1970.
32. ЛагуновЛ.Ф., Василев Ю.М. Нормирование производственного шума в СССР и за рубежом (обзор)/ всесоюзн. центр, науч.-исслед. ин-т охраны трудаВЦСПС. М., 1973. - 51 с.

33. Л. В. Корчемный, Л.М. Минкин, В.Е. Тольский. Математическое моделирование колебаний силового агрегата автомобиля и оценка его виброизоляции // Автомобильная промышленность. 1979. - №2. С.20-23.
34. Луканин В.Н., Гудцов В.Н., Вочаров Н.Ф. Снижение шума автомобиля, М.: Машиностроение, 1981. - 158 с, ил.
35. СТСЭВ 1932-79. Вибрация. Допустимые уровни общей вибрации на рабочих местах. - М.: Изд-во стандартов. 1980-6 с.
36. Осипов Г.Л., Прутков Б.Г., Шишкин И.А., Крагодина И.Л. Градостроительные меры борьбы с шумом. М., Стройиздат, 1975.- 216 с.
37. Тарасов А.Я. Балансировка машин на их рабочем месте //Автомобильная промышленность. - 1962. - №12. -С. 36-37.
38. Оценка и уменьшение воздействия шума транспортных систем в городах (Evaluation of the acoustic action of the transport systems of the cities). Kirushina, N . , Transport Noise'94, Proc. 2nd Int. Symp. «Trans. Noise and Vibration », St.Petersburg, Oct. 4-6,1994, 287 (Английский).
39. Техническая диагностика тракторов и зерноуборочных комбайнов /Под. ред. ВАМихлина.- М.: Колос, 1978. -287 с.
40. Тимошенко С.П. Колебания в инженерном деле. - М.: Наука, 1967 - 444 с.
41. Проблемы шумности автомобилей в США и Европе (Motorvehiclenoise regulations a Solution to traffic noise problem) Cheme, K.D., Soundand Vibr., 1994, 28, (3) 22-26 (Английский).
42. (Производительность труда людей) Защита окружающей среды, которая себя окупает, хозяйственные преимущества защиты от шума (Umweltschutz, derschich bezahlt macht. Wirtschaftliche Vorte durch sekundären Schallschutz.) Braun, W., Druch Rvint 1994, (7), 42-43 (немецкий).
43. Чудаков Д.А., Жарнов Э.М. Об уравнивании тракторных четырехцилиндровых дизелей // Тр. семинара: Уменьшение шума автомобилей. 20-21 октября 1966. вып. 6 - М.: НАМИ. - 1966. - С . 89-95.
44. Разумовский М.А. Борьба с шумом на тракторах. Минск, Наука и техника, 1973, с. 206.
45. Техническая акустика транспортных машин: справочник / Л.Г. Бали-шанская, Л.Ф.Дроздова, Н.И.Иванов и др.; Под ред. Н.И.Иванова. - СПб.:Политехника, 1992. - 365 с :
46. Вибрация энергетических машин. Справочное пособие / Под ред. д-ра техн. наук проф. Н.В.Григорьева. - Л., «Машиностроение», 1974. - 464 с.
47. Снижение шума от землеройной техники. (Larmbelastung beschränkt.) Strassen - und Tiefbau, 1994, 48 (5), 28 (немецкий).
48. Устинова З.И. Автомобильная промышленность капиталистических стран в 1971 - 1972 г.г.

49. Экология, здоровье и природопользование в России / Под ред. В.Ф.Постасова - М.: Финансы и статистика, 1995. - 528 с : ил.
50. Янчова А.Л. Автомобильная промышленность капиталистических стран в цифрах (1966 - 1971 г.г.). М. - 1972.
51. Двигатели внутреннего сгорания. Конструирование и расчет на прочность поршневых и комбинированных двигателей / Под ред. А.С. Орлина, М.Г.Круглова. -М.: Машиностроение, 1984. - 383 с.
52. Hay В. International Legislation on External Industrial Noise. («Applied Acoustics»), 8, 1975, p. 133-148.
53. Корн, Г. Справочник по математике для научных работников и инженеров / Г. Корн, Т. Корн. —М.: Наука, 1970. - 720 с.
54. (Noise pollution: Standards and control)/ Singal, S.P., S.Sci. and Ind. Res., 1992. 51,C12). 936-947.
55. Найденко, О.К. Амортизация судовых двигателей и механизмов / О.К. Найденко, П.П. Петров. - Л.: Судпомгиз, 1962. - 287 с.
56. Сафронов, П.В. Моделирование колебаний двигателя на подвеске на режимах с высокой цикловой нестабильностью: дисс... канд. техн. наук /П.В. Сафронов. - М., 1999. - 103 с.
57. Rathe von E.T. Gerauschemessungen an Baumaschinen, (« Acustika»), 1970,vol.23. Nr. 3, S. 149-155.
58. Тольский, В.Е. Виброакустика автомобиля / В.Е. Тольский. - М.:Машиностроение, 1988. - 144 с.
59. Road Vehicle Noise Emission Legislation, David Morrison Btech, CEng,MIMechE Ricardo Consultation Engineers, Shoreham by sea UK
60. Тольский, В.Е. Колебания силового агрегата автомобиля / В.Е. Тольский,Л.В. Корчемный, Г.В. Латышев, Л.М. Минкин. - М.: Машиностроение, 1976.-266 с.
61. Source of Vehicle Noise , John W. Tyler FIHT, FIOA, Dip Stats , Hon RSM, Consultation, Transport and Road Research Laboratory, Crowthome, UK
62. Tholen p. Schallschutzmen beim Einbau von Verbrennungsmotoren in Bau maschinen. «Haus Tech.», 1970. S. 56-58.
63. Traffic Accident in Jordan 1998, Public security in Jordan, Jordan traffic institute 64. Wunderich H.Mull. Problem der Gerduschverminderung bei Seilbaggem and Massnahmen zum erfolgreichen Senkung des Schakkpegels. «Techn. Mitt. Krupp - Werksberichere», 25, 1967, N.r. 1/2, S. 21-27.

დოქტორანტ მერაბ ბარაბაძის ავტორობით და თანაავტორობით გამოქვეყნებული შრომები (სულ 7 ნაშრომი)

65. მ.ბარაბაძე, რ. თოფურია, თ.კოჩაძე ავტოსატრანსპორტო ძრავის ხმაურისდონის განსაზღვრა და შეფასება. საერთაშორისო სამეცნიერო-პრაქტიკული კონფერენცია „თანამედროვე საინჟინრო ტექნოლოგიები და გარემოს დაცვა“. შრომების კრებული. 19-20.05 2016 წ. ქუთაისი. საქართველო.

66. მ.ბარაბაძე, რ.თოფურია, თ.კოჩაძე სატრანსპორტო ენერგეტიკული დანადგარში ხმაურის წარმოქმნა და მისი განსაზღვრის მეთოდი. IV საერთაშორისო სამეცნიერო კონფერენციის „ენერგეტიკა: რეგიონული პრობლემები და განვითარების პერსპექტივები“ მოხსენებების კრებული. 29.10.2016წ. ქუთაისი.

67. თოფურია რ., ბარაბაძე მ. ავტომობილების და საავტომობილო ნაკადების თბური და ელექტრომაგნიტური გამოსხივება გარემოში. საერთაშორისო სამეცნიერო-პრაქტიკული ინტერნეტ-კონფერენციის „რეგიონალური ტურიზმის პრობლ-ემები და განვითარების პერსპექტი-ვები“ შრომები, ქუთაისი,აწსუ 2017. www.ttconf.ge

68. Barabadze M., Topuria R., Kochadze T. MATHEMATICAL DESCRIPTION OF VIBRO-ACOUSTIC PROCESSES OF INTERNAL COMBUSTION ENGINE. International virtual journal for science, technics and innovations for the industry “MACHINES TECHNOLOGIES MATERIALS”. YEAR IX, Issue 9/2015. WWW.mech-ing.com/journal.

69. Barabadze M., Topuria R., Kochadze T. DETERMINING THE INFLUENCE OF VIBRO-ENERGY OF INTERNAL COMBUSTION ENGINE ON CAR SUPPORTS AND FRAME. International journal for science, technics and innovations for the industry “MACHINES TECHNOLOGIES MATERIALS”. YEAR X, Issue 4/2016. WWW.stumejournals.com

70. Topuria R., Sharabidze I., Kochadze T., Barabadze M. THE NOISE FROM VEHICLES AND TRANSPORT FLOW. International scientific journal “transport&MOTAUTO WORLD”. YEAR II, Issue 1/2017. WWW.stumejournals.com

71. Kochadze T., Topuria R., Barabadze M., ACOUSTIC METHOD OF NOISE DETERMINATION IN THE INTERNAL COMBUSTION ENGINES OF VEHICLES. Conference on Transport Sciences Győr 2017, Széchenyi István University, Győr, Hungary. 2017. <http://ko.sze.hu/konferencia-2017>